



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ÚPRAVA PŘEDNÍ VIDLICE MOTOCYKLU**

MODIFICATION OF THE FRONT FORK OF THE MOTORCYCLE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Josef Smolka**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.**

**BRNO 2017**

# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Josef Smolka**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Úprava přední vidlice motocyklu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je úprava a optimalizace přední motocyklové vidlice prostřednictvím výměny jednotky tlumiče a konstrukce nové konzole řízení na základě analýzy jejího zatížení.

### Cíle diplomové práce:

- základní rešerše
- konstrukce přípravku pro měření motocyklových tlumičů
- změření a porovnání původního a zamýšleného tlumiče
- analýza zatížení konzole řízení
- návrh a výroba konzole řízení

### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem této práce je vyšetření silového zatížení nosníků přední teleskopické vidlice motocyklu a dopad tohoto působení na konstrukci nosníků. Vyšetření silového působení v uložení vidlice je řešeno matematickým modelem v prostředí Adams View na základě vypočtených a experimentálně určených parametrech. Podařilo se shromáždit řadu dat a parametrů motocyklu Triumph Daytona 955i. Vytvořený model dosahuje vysoké přesnosti z hlediska kinematiky motocyklu. Přínosem této práce je získání přehledu o silách působících v zavěšení předního kola motocyklu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Motocykl, teleskopická vidlice, matematický model, konzole řízení

## ABSTRACT

The aim of this thesis is to investigate the force loading of the front telescopic fork girder of the motorcycle and its impact on the structure of the girders. The force effect in fork storage is solved by a mathematical model in Adams View based on calculated and experimentally determined parameters. Managed to gather a series of data and parameters of the Triumph Daytona 955i. The created model achieves high accuracy in terms of motorcycle kinematics. The benefit of this work is to get an overview of the forces acting in the suspension of the front wheel of the motorcycle.

## KEYWORDS

Motorcycle, telescopic fork, mathematical model, steering console

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SMOLKA, J. *Úprava přední vidlice motocyklu*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 71 s. Vedoucí diplomové práce Lubor Zháňal.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Lubora Zháňala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Josef Smolka

## PODĚKOVÁNÍ

V prvé řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům za svěřenou důvěru a bezmeznou podporu při studiu vysoké školy. Dále bych tímto rád poděkoval vedoucímu práce, Luboru Zháňalovi, za víru v mou osobu a úspěšné zpracování dané problematiky. Poslední poděkování patří mé přítelkyni, nastávající manželce, která o mě pečovala a byla mi oporou při zpracování této diplomové práce. Děkuji.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Geometrie motocyklu .....	11
1.1 Rozvor.....	12
1.2 Přesazení osy předního kola od osy řízení.....	12
1.3 Úhel řízení a závlek .....	13
1.4 Poloha těžiště .....	14
1.4.1 Měření podélné polohy těžiště motocyklu.....	15
1.4.2 Měření výškové polohy těžiště .....	16
2 Odpružení motocyklu .....	18
2.1 Hmotnost motocyklu.....	18
2.2 pružení .....	18
2.2.1 Měření charakteristik pružin.....	19
2.3 Tlumení.....	20
2.4 Měření charakteristik tlumičů .....	20
2.4.1 Elektrické.....	20
2.4.2 Hydraulické .....	21
2.4.3 Mechanické.....	21
2.5 Přední vidlice .....	22
2.6 Zadní vidlice .....	23
3 Vymezení cílů práce .....	24
4 Geometrie motocyklu Triumph Daytona 955i.....	25
4.1 Experimentální měření bodů zavěšení kol a rámu .....	25
4.2 Experimentální měření polohy těžiště .....	29
4.2.1 Podélná poloha těžiště .....	29
4.2.2 Výšková poloha těžiště.....	31
4.3 Srovnání .....	33
5 Charakteristika odpružení.....	35
5.1 Konstrukce přípravků pro tester MTS Roehrig EMA 2K.....	35
5.2 Charakteristika pružin.....	35
5.3 Charakteristika tlumičů.....	39
5.3.1 Příprava měření.....	39
5.3.2 Měření.....	42
5.3.3 Výsledky měření.....	42
6 Model motocyklu v Adams View.....	46
7 Konstrukce nosníků přední teleskopické vidlice .....	53



---

7.1 Analytické vyšetření svěrných spojů .....	53
7.2 Analýza v programu ANSYS Workbench.....	58
Závěr .....	63
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	67
Seznam příloh .....	71

## ÚVOD

Tato práce se zabývá zkoumáním podvozku motocyklu. Cílem tohoto bádání je vyšetření sil působících v zavěšení předního kola motocyklu a jejich dopad na konstrukci nosníků vidlic. Toho je dosaženo pomocí matematického modelu vytvořeného v prostředí multi-body programu Adams View 2015. Pro sestavení matematického modelu motocyklu je zapotřebí posbírat mnoho vstupních dat. Jednotlivé parametry geometrie motocyklu byly získány pomocí experimentů, případně výpočty, které byly ověřeny měřeními. Odpružení motocyklu bylo také podrobno zkouškám, jejichž cílem bylo získat jeho charakteristiku. Výstupem matematického modelu je silové působení v místě uložení vidlic v nosnících a také v trubce vidlice. Tyto síly jsou poté vstupem pro ověření funkčnosti konstrukčního návrhu, kdy jsou vypočítány parametry jednotlivých svěrných spojů a ověřena bezpečnost použitých šroubů. Následně jsou jednotlivé části nosníků podrobny strukturální analýze v programu ANSYS Workbench 14.0 a na základě těchto analýz jsou provedeny konstrukční úpravy.

Účelem této diplomové práce je vylepšení jízdních parametrů vlastního motocyklu Triumph Daytona 955i, jelikož rozsah nastavení továrního podvozku neumožňuje seřízení na požadovanou úroveň. Zdokonalení je zamýšleno provést výměnou jednotek předních teleskopických vidlic a změnou geometrie

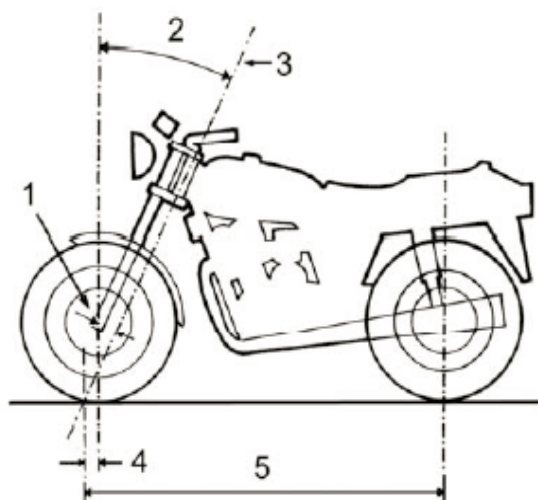
## 1 GEOMETRIE MOTOCYKLU

Podvozek je základem motocyklu. Skládá se ze dvou částí, které mají společnou osu otáčení. Jedna část je složena z rámu, zadní vidlice, pohonné jednotky, zadní brzdy a dalších komponent. Druhou část tvoří přední vidlice společně s kolem, brzdou, případně i světlometem a palubními přístroji. Nejčastěji jsou tyto dvě části podvozku spojeny kolem jedné osy v otočné hlavě řízení, která tvoří osu stáčení přední vidlice. Konstrukce podvozku má bezprostřední vliv na geometrii motocyklu a tím na jeho jízdní vlastnosti. Tyto vlastnosti přímo určují jízdní bezpečnost a v neposlední řadě požitek z jízdy. Vliv geometrie, tedy rozvor, úhel řízení, stopa, poloha těžiště, na rovnováhu motocyklu je patrný zejména v nízkých rychlostech, kdy se ještě dostatečně neprojevují gyroskopické účinky otáčejících se kol. V tomto režimu jízdy je rovnováha ovlivněna ve velké míře schopnostmi jezdce. Se zvyšující se rychlostí jízdy přebírají hlavní vliv na rovnováhu motocyklu gyroskopické účinky kol. [1]

Geometrie rámu motocyklu musí splňovat nejen požadavky na pohodlnou pozici řidiče, ale také na optimální rozložení hmotnosti, tedy polohu těžiště, aby motocykl poskytoval dostatečnou podélnou stabilitu při jízdě. To je důležité zejména proto, že člověk reaguje pomalu na různé destabilizující vlivy. Neméně důležitá je odezva podvozku na podněty vyvolané řidičem, nejčastěji natočení řídítek. Odezva neboli síly působící v řízení musí být optimální. Příliš velké síly v řízení vyvolávají únavu horních končetin a tím výkyvy v držení řídítek, které vedou k destabilizaci motocyklu. Naopak malé síly (způsobené např.: příliš širokými řídítky, strmým úhlem řízení) neposkytují dostatečnou zpětnou vazbu řidiči, který následně může špatně rozeznávat výkyvy v řízení a na tyto podněty reagovat opožděně, což opět vede k destabilizaci motocyklu.

Pojem geometrie motocyklu v sobě ukrývá mnoho parametrů rámu. Budeme se zabývat těmi, které mají vliv na řízení. Jedná se o následující parametry:

- rozvor
- úhel řízení
- přesazení osy kola od osy řízení
- závlek předního kola
- poloha těžiště

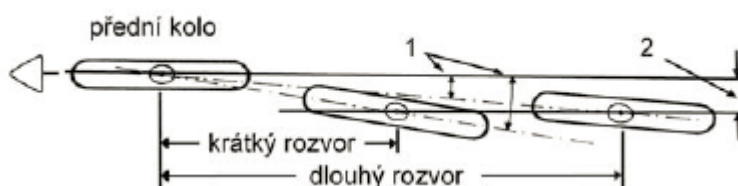


Obr. 1 Parametry rámu: 1 - přesazení osy kola od osy řízení; 2 - úhel řízení; 3 - osa řízení; 4 - závlek předního kola; 5 - závlek zadního kola [1]

## 1.1 ROZVOR

Velikost rozvoru je dána horizontální vzdáleností středů předního a zadního kola. Tato vzdálenost je ovlivněna délkou kyvné vidlice, úhlem řízení a přesazením osy předního kola od osy řízení.

Rozvor společně s polohou těžiště (výškovou) významně ovlivňuje podélnou stabilitu stroje. S jeho narůstající hodnotou se zvyšuje podélná stabilita což je dáno menším úhlem natočení při stejném vybočení zadního kola (obr. 2). Také se zvyšuje potřebný úhel rejdu pro uvedení motocyklu do zatáčky. Obvyklá hodnota rozvoru se pohybuje v rozsahu mezi 1300–1700 mm.

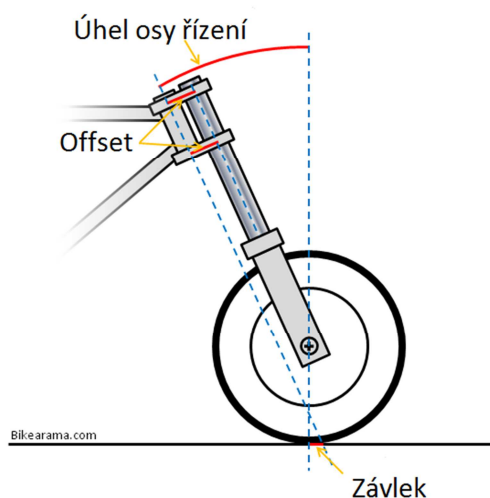


Obr. 2 Vliv rozvoru na směrovou stabilitu: 1 -úhel natočení zadního kola; 2 – vybočení zadního kola [1]

## 1.2 PŘESAZENÍ OSY PŘEDNÍHO KOLA OD OSY ŘÍZENÍ

Přesazení osy předního kola od osy řízení udává kolmou vzdálenost osy kola od osy řízení. Je dáno předsunutím osy vidlice před osu řízení v nosnících, setkáváme se s výrazem offset vidlic (obr. 3). Předsunutí může být v horním a spodním nosníku různé, osa vidlice je poté různoběžná s osou řízení, s tímto řešením se nelze často setkat. Běžná hodnota přesazení je v rozmezí 10–40 mm.

Velikost vzdálenosti ovlivňuje hodnotu závleku. Vyšší hodnota přesazení znamená nižší hodnotu závleku při stejném úhlu řízení.



Obr. 3 Offset vidlice, úhel osy řízení, závlek [5]

### 1.3 ÚHEL ŘÍZENÍ A ZÁVLEK

Hodnota úhlu řízení se může měřit buď mezi osou otáčení vidlice a rovinou vozovky nebo mezi osou otáčení vidlice a kolmicí k rovině vozovky. Používají se oba uvedené způsoby udávání úhlu řízení. Pro druhou variantu se hodnota úhlu pohybuje od  $22^\circ$  do  $35^\circ$ .

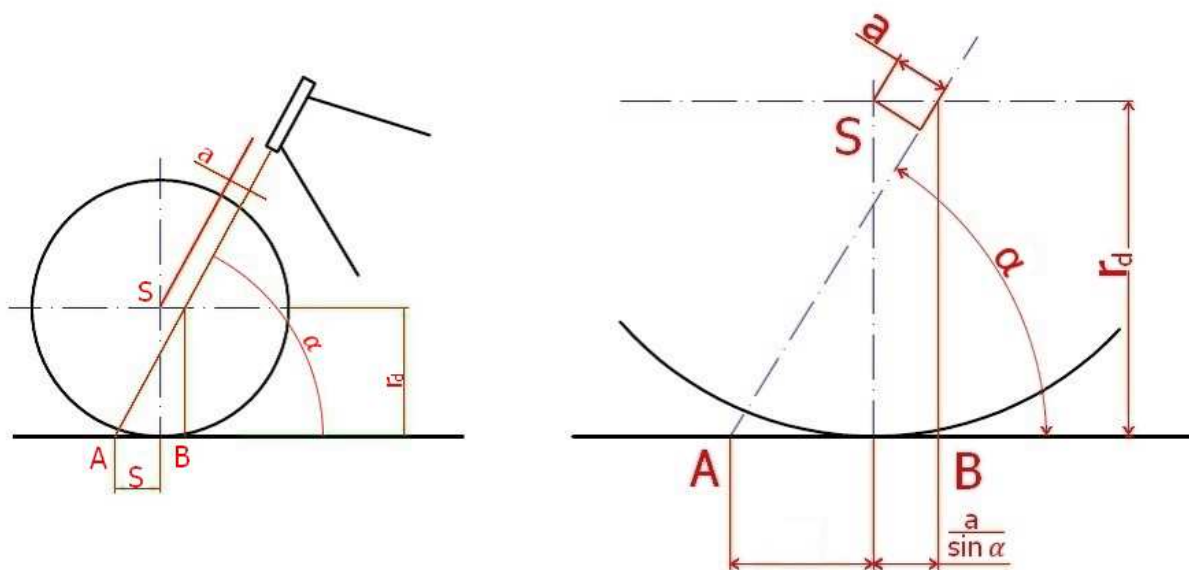
Velikost závleku se měří mezi průsečíkem osy řízení s rovinou vozovky a těžištěm dotykové plochy pneumatiky (obr. 4). Hodnoty závleku leží mezi 50–175 mm.

Úhel řízení, závlek a přesazení osy předního kola jsou na sobě závislé, jejich vztah lze popsat rovnicí (2),

$$S + \frac{a}{\sin(\alpha)} = r_d \cdot \cot(\alpha) \quad (1)$$

$$S = r_d \cdot \cot(\alpha) - \frac{a}{\sin(\alpha)} \quad (2)$$

kde  $a$  je velikost přesazení osy předního kola od osy řízení,  $\alpha$  je úhel řízení,  $r_d$  je poloměr kola a  $S$  je velikost závleku.



Obr. 4 Pohled na situaci předního zavěšení [2]

Závlek je pro stabilitu motocyklu důležitější než úhel řízení, což dokazují pokusy konstruktéra Tony Foaleho. Motocykl může být stabilní a ovladatelný i s hodnotou úhlu řízení blížíící se nule, pokud zůstane zachována dostatečná hodnota závleku. [3] Závlek má tedy především stabilizující účinek na přední kolo, to je patrné z obr. 5. Natočíme-li přední kolo o úhel řízení  $\gamma$ , styčná plocha pneumatiky vybočí, neboť kolo je natáčeno kolem osy řízení. Pokud při tomto natočení zanedbáme odklon kola a posun polohy těžiště, je pro malé úhly řízení možné boční vychýlení styčného bodu pneumatiky s vozovkou vyjádřit pomocí rovnice (3),

$$A = \tan(\gamma) \cdot S \quad [1] \quad (3)$$

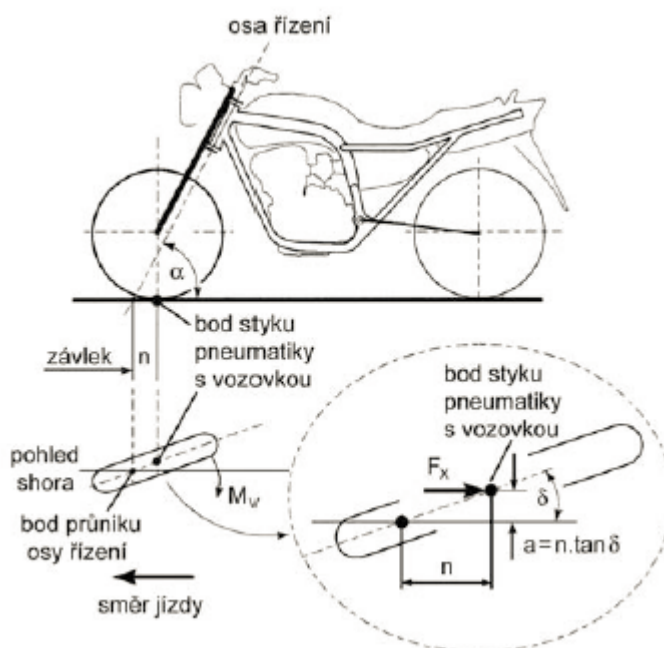
kde  $A$  je boční vychýlení,  $\gamma$  je úhel řízení a  $S$  je velikost závleku.

V bodě styku pneumatiky s vozovkou působí všechny síly, proto podélné síly  $F_x$  (valivý odpor, brzdná síla) působící proti směru pohybu na rameně  $A$  vytvářejí vratný moment  $M_v$ .(4)

$$M_v = F_x \cdot A \quad [1] \quad (4)$$

Stanovený vratný moment působí proti natočení předního kola, má tedy stabilizující účinky. Tyto účinky jsou přímo závislé na velikosti závleku. Hodnota závleku tímto přímo ovlivňuje ovládací síly, které jsou zapotřebí pro natočení a udržení kola v zatáčce. Taktéž udává „pocit“ z řízení. Bude-li jeho velikost příliš velká, všechny podněty od předního kola budou utlumeny, kvůli velkému vratnému momentu, který nedovolí natočení předního kola při působení poruch. [4]V případě, že závlek je malý, může mít přední vidlice sklon ke kmitání kolem osy otáčení, tento jev se potlačuje montáží tlumiče řízení.

Hodnota úhlu řízení ovlivňuje zejména náchylnost motocyklu k „potápění“ přední vidlice během brzdění. Pokud by jeho velikost byla nulová, k tomuto jevu by nedocházelo. Navíc by se zlepšila citlivost vidlice na malé nerovnosti, neboť by zmizela boční síla, vzniklá právě v důsledku úhlu řízení, která způsobuje tření mezi trubkou a kluzákem. [3] Toto řešení s sebou ale přináší také problémy, zejména v podobě obtížné konstrukce.

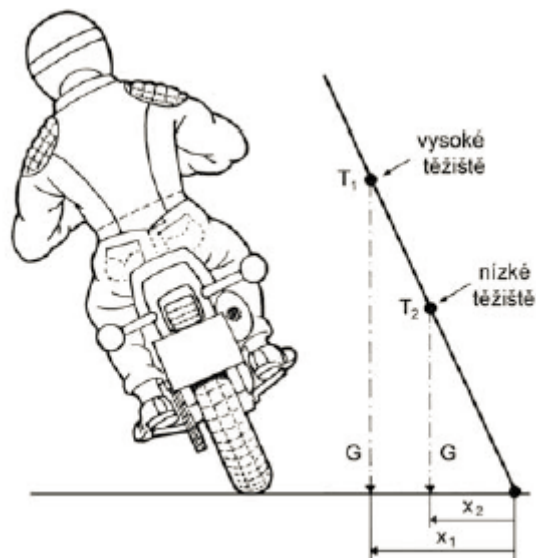


Obr. 5 Stabilizující účinek závleku předního kola [1]

## 1.4 POLOHA TĚŽIŠTĚ

Taktéž poloha těžiště, zejména výšková, má přímý vliv na stabilitu motocyklu. Tento účinek je patrný z obrázku 6. Vyšší poloha těžiště má za následek větší destabilizující síly, neboť při náklonu motocyklu působí tíha vozidla na delším rameni vzhledem k ose klopení. Vliv výšky těžiště je také patrný při průjezdu sérií zatáček, kdy jezdec musí vynaložit více síly pro naklopení motocyklu. Podélná poloha těžiště má vliv především na ovladatelnost. Pokud je zatíženo více přední kolo, motocykl se stává obtížněji ovladatelný, ale potlačuje se sklon ke

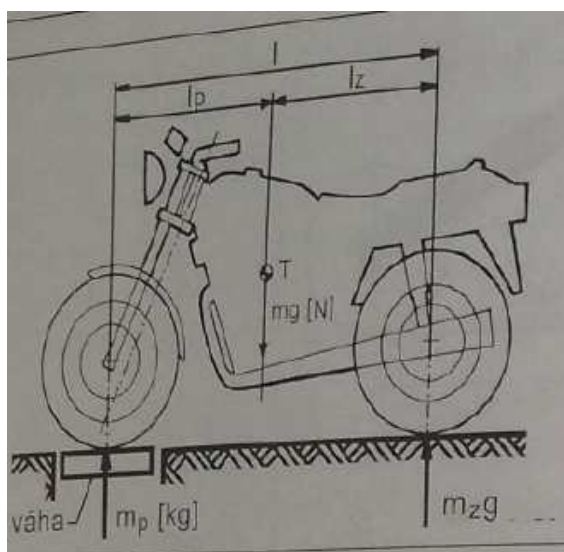
kmitání přední vidlice. Naopak při více zatíženém zadním kole je motocykl snadněji ovladatelný, ale zejména jestliže má nízkou hodnotu závleku, přední vidlice má tendence ke kmitání okolo osy otáčení. U příčné polohy těžiště se uvažuje předpoklad, že leží na podélné rovině vozidla. [1]



Obr. 6 Destabilizující moment je dán délkou ramene, jehož velikost je přímo úměrná výšce těžiště [1]

#### 1.4.1 MĚŘENÍ PODÉLNÉ POLOHY TĚŽIŠTĚ MOTOCYKLU

Nejjednodušším způsobem určení podélné polohy těžiště je zvážení hmotnosti připadající na jednotlivá kola a poté vypočtení rovnice na základě momentové rovnováhy. Podmínkou správného měření je motocykl stojící ve svislé poloze. Kontrola se dá provést sečtením hmotností příslušícím přední a zadní nápravě. Tato hmotnost musí odpovídat celkové hmotnosti motocyklu.



Obr. 7 Podélná poloha těžiště motocyklu [1]

Všechny uvedené vztahy jsou převzaty z [1]

Vodorovná vzdálenost těžiště od osy zadního kola se vypočte podle (5)

$$l_z = \frac{m_p}{m} \cdot l = \frac{m_p}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{\frac{m_p}{m_z}}{l + \frac{m_p}{m_z}} \cdot l \quad (5)$$

kde  $l_z$  je vzdálenost těžiště od zadní nápravy,  $l$  je velikost rozvoru  $m_p$  je hmotnost pod předním kolem,  $m_z$  je hmotnost pod zadním kolem a  $m$  je celková hmotnost.

Pro vodorovnou vzdálenost od osy předního kola platí obdobný vztah (6)

$$l_p = \frac{m_z}{m} \cdot l = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{1}{l + \frac{m_p}{m_z}} \cdot l \quad (6)$$

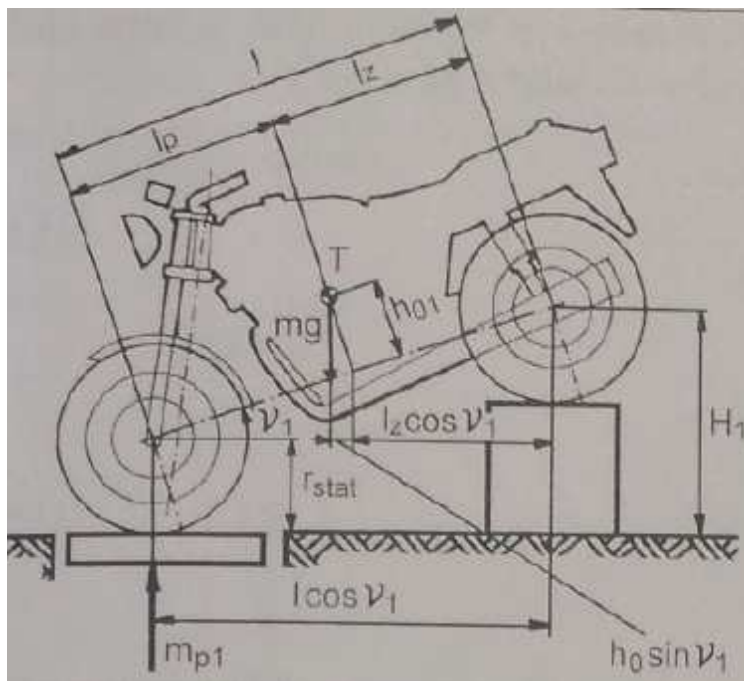
kde  $l_p$  je vzdálenost těžiště od přední nápravy

Pro celkovou hmotnost pak platí (7)

$$m = m_p + m_z \quad (7)$$

#### 1.4.2 MĚŘENÍ VÝŠKOVÉ POLOHY TĚŽIŠTĚ

Poloha výšky těžiště se stanovuje pomocí zvednutí jedné nápravy do výšky  $H_1$ , čímž se motocykl nakloní o úhel  $\nu_1$ . Z této situace se na základě statické rovnováhy momentů určí vzdálenost těžiště od spojnice os náprav.



Obr. 8 Výšková poloha těžiště motocyklu [2]



Statická rovnice rovnováhy momentů vzhledem k ose zadního kola (8)

$$m_{p1} \cdot l \cdot \cos(\vartheta_1) - m \cdot (h_{01} \cdot \sin(\vartheta_1) + l_z \cdot \cos(\vartheta_1)) = 0 \quad (8)$$

z toho vyplývá výpočet hmotnosti  $m_{p1}$  připadající na přední kolo (9)

$$m_{p1} = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} v_1 - m \frac{l_z}{l} = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} v_1 - m_p, \quad (9)$$

kde  $h_{01}$  je kolmá vzdálenost těžiště od spojnice středů kol. Při zvednutí zadní nápravy je okamžitá hmotnost přední nápravy vyšší o hodnotu  $\Delta m_p$  (10)

$$m_{p1} = m_p + \Delta m_p \quad (10)$$

$$\Delta m_p = m_{p1} - m_p = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} v_1 \quad (11)$$

Známe-li přírůstek hmotnosti  $\Delta m_p$ , můžeme pak vypočítat kolmou vzdálenost  $h_{01}$  od spojnice středů předního a zadního kola (12)

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \cdot \frac{l}{\tan v_1} \quad (12)$$

Výška těžiště se pak určí z výrazu (13)

$$h = h_{01} + r_{stat}, \quad (13)$$

kde  $r_{stat}$  je vzdálenost středu kola od opěrné roviny. Při použití této metody určení výškové polohy těžiště je nutné znát úhel naklonění  $v_1$ , který je možné vyjádřit v závislosti na snadno měřitelné výšce  $H_1$ . (14)

$$\sin v_1 = \frac{H_1}{l} \quad (14)$$

$$\cot g v_1 = \frac{\sqrt{1 - \sin^2 v_1}}{\sin v_1} = \frac{\sqrt{l^2 - H_1^2}}{H_1} \quad (15)$$

Hodnota  $h_{01}$  je pak určena vztahem (16)

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \cdot \frac{l}{H_1} \cdot \sqrt{l^2 - H_1^2} \quad (16)$$

Pro zvýšení přesnosti měření je vhodné provést měření pro různé úhly naklonění vozidla  $v_1$  při nichž se zjišťují přírůstky hmotnosti  $\Delta m_p$ . Následně se sestojí graf závislosti hmotnostních přírůstků na úhlu naklonění vozidla. Výsledky z jednotlivých měření se proloží přímkou. Směrnice této přímky se poté použije pro výpočet vzdálenosti těžiště od spojnice os kol (17).

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \cdot \frac{l}{\tan v_1} = \frac{l}{m} \cdot \tan(\beta) \quad (17)$$

## 2 ODPRUŽENÍ MOTOCYKLU

Při samotné jízdě na motocyklu vznikají síly (od nerovností vozovky, brzdění, akcelerační), které se snaží vozidlo rozkývat. Odpružení je proto kladeno za úkol snižovat přenos kmitavých pohybů náprav na rám a komponenty podvozku. Tím je dosaženo ochrany posádky před otřesy. Dalším úkolem odpružení je zajišťovat neustálý kontakt pneumatiky s vozovkou i na větších nerovnostech. V případě ztráty kontaktu by nemohlo docházet k přenosu obvodových sil (hnacích, brzdících). Tato ztráta má nepříznivý vliv na ovladatelnost a stabilitu motocyklu. Toto jsou dva protichůdné nároky, neboť tužší pérování má příznivý vliv na kontakt pneumatiky s vozovkou, ale pro posádku je méně komfortní a naopak. Kvalita odpružení je souhrnem několika faktorů: typ zavěšení předního a zadního kola, statické propružení, velikost a poměr odpružených a neodpružených hmot, účinnost tlumení, souhra frekvencí. [2]

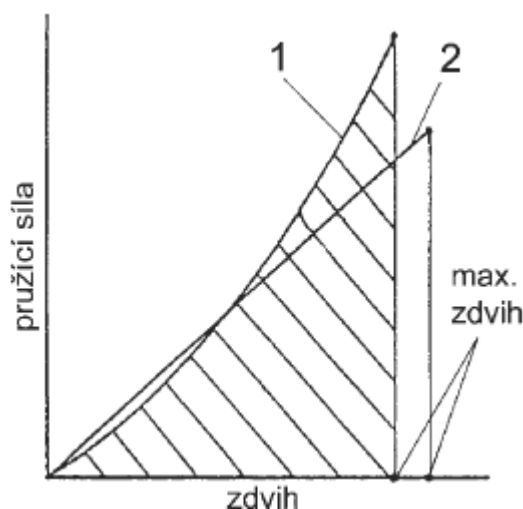
### 2.1 HMOTNOST MOTOCYKLU

Z hlediska odpružení motocyklu se jeho hmotnost rozděluje na odpruženou a neodpruženou. Neodpruženou hmotou se rozumí všechny části kmitající společně s kolem (brzdová soustava, kluzák přední teleskopické vidlice). Pro pohodlnou a bezpečnou jízdu je výhodné dosáhnout co nejvyššího poměru odpružené hmoty k neodpružené. Proto tento poměr vychází lépe pro těžké stroje (např.: cruiser), protože rozdíly v hmotnosti neodpružených částí jsou menší než rozdíly v hmotnosti odpružených částí napříč všemi druhy motocyklů. [2]

### 2.2 PRUŽENÍ

Z pohledu pružení je zásadní charakteristikou pružinová konstanta  $c$ . V pružících systémech motocyklů se nejčastěji objevuje lineární vinutá pružina. Její tuhost je přímo úměrná čtvrté mocnině průměru drátu  $d$  a nepřímo úměrná počtu činných závitů  $n_a$  a třetí mocnině středního průměru pružiny  $D$ . Tuhost je ovlivňována i modulem pružnosti ve smyku  $G$  použitého materiálu. [16]

$$c = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot n_a} \quad (18)$$



Obr. 9 Charakteristika pružiny: 1) progresivní; 2) lineární [2]

V konstrukci motocyklů se také používají vinuté pružiny s progresivní charakteristikou, které jsou obtížněji vyrobitelné. Této progresivity se dá dosáhnout několika způsoby:

- proměnné stoupání závitů – pružina má rozdělené části s různou roztečí mezi závity. V části s menší roztečí dochází při stlačování k dosedání závitů a tím snižování počtu činných což zvyšuje její tuhost.
- proměnlivý průměr drátu pružiny – tento způsob je ekonomicky značně náročný, neboť samotnému stočení pružiny předchází kuželové broušení drátu
- proměnlivý střední průměr pružiny
- kombinace předešlých způsobů

Progresivní charakteristiku mají také vzduchové pružiny. Plyn, nejčastěji vzduch nebo teplotně inertní dusík, je uzavřen v neprodyšném pružném obalu, na který působí pružící síly prostřednictvím tlaku oleje.

Předpětí pružiny lze většinou nastavovat. U zadních pružin pomocí speciálně tvarovaného prstence, který se při pootočení nadzvedne nebo klesne. Taktéž se používají velké seřizovací matice. U předních teleskopických vidlic se využívá šroubu, který je veden skrz vrchní uzávěr vidlice a působí přes podložku na pružinu. Důvodem regulace je možnost ovlivnit tuhost odpružení. Například při větším zatížení (spolujezdec, zavazadla) by bez zvýšení předpětí mohlo docházet k dorážení jednotlivých částí pružící a tlumící jednotky. [2]

### 2.2.1 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK PRUŽIN

Znát charakteristiku pružin je důležité, zejména pokud chceme vylepšit vlastnosti stávajícího odpružení. Pro stanovení charakteristiky můžeme použít vzorec (18), případně v měřicím stavu přímo změřit závislost síly na stlačení. Jedná se nejčastěji o hydraulické lisy případně speciální svařované konstrukce, kde stlačování je vyvoláno opět hydraulickým válcem. Přesnost tohoto měření je ovlivněna zejména tuhostí měřícího zařízení a způsobem měření délky stlačení. Použití výpočtu pro určení charakteristiky progresivní pružiny může být značně komplikované.



*Obr. 10 Speciální zařízení pro měření vlastností pružin [6]*

## 2.3 TLUMENÍ

Tlumení je nedílnou součástí odpružení vozidel. Dojde-li ke kontaktu kola s nerovností, je urychleno, čímž se systému dodá energie. Pokud by tento pohyb nebyl tlumen, docházelo by teoreticky k harmonickému periodickému kmitání. Následkem tohoto jevu by se pak motocykl rozhoupal i po přejezdu jediné nerovnosti. Potřeba tlumení je nejvyšší, pokud motocykl jede přes nerovnosti, které jsou od sebe stejně vzdáleny, takovou rychlostí, že frekvence nárazů na některé z kol je stejná jako vlastní frekvence odpružení tohoto kola. Tehdy by docházelo k rezonanci, při které by mohlo začít kolo ztrácet kontakt s vozovkou nebo by výchylky byly natolik velké, že by způsobovaly kontakt dorazů. Těmto jevům lze předcházet použitím tlumičů. [2]

Pružení je zapotřebí tlumit i při běžném provozu, aby byla zachována bezpečnost jízdy a pohodlí řidiče. Bezpečná jízda vyžaduje neustálý kontakt kola s vozovkou a zároveň musí být dosaženo minimálního zrychlení kmitání vozidla. Splnění těchto nároků je závislé na kvalitě a vzájemném sladění odpružení předního a zadního kola.

Tlumiče tedy musí:

- tlumit nárazy, které vznikají při přejezdu nerovností a nepřenášet je dál na podvozek a rám motocyklu.
- udržovat kmitání neodpružených hmot v co nejmenším rozsahu, aby bylo dosaženo konstantního kontaktu pneumatik s vozovkou.

Při přejezdu velké vyvýšené nerovnosti je zapotřebí rychlého propnutí, aby bylo zajištěno jen malé a pomalé pozvednutí odpružené části. Tlumení tohoto pohybu musí být zajištěno, ale je potřebné, aby bylo relativně malé. Při tomto propnutí se v systému akumuluje v pružině energie, která má snahu systém uvést do statické polohy. Zde je zapotřebí patřičného tlumení, neboť při jeho malé míře by docházelo k překmitu přes statickou polohu a tím k rozhoupání motocyklu. Naopak při příliš vysoké hodnotě tlumení by se před kontaktem s další nerovností kolo nestihlo vrátit do výchozí polohy a systém by nebyl schopen zachytit veškerou energii pohybu. Tím by mohlo dojít k dosednutí jednotlivých částí systému. Z toho vyplývá, že velikost tlumení roztahujícího se tlumiče musí být několikanásobně vyšší než při stlačování. Také je patrné, že velikost tlumení musí být úměrná rychlosti stlačování tlumiče, tedy při nízkých rychlostech je tlumení malé, se zvyšující se rychlostí roste i hodnota tlumení. [2]

## 2.4 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK TLUMIČŮ

Tlumiče jsou popsány dvěma základními charakteristikami. Jedná se o charakteristiku zdvihovou a rychlostní. V měřicích zařízeních pro tlumiče se nejčastěji měří charakteristika zdvihová, z které je následně rychlostní charakteristika zkonstruována. Měřicí zařízení můžeme rozdělit do několika skupin podle druhu pohonu pístu.

### 2.4.1 ELEKTRICKÉ

Největší výhodou elektrického testeru je, že dovoluje nastavit variabilní průběh zatížení testovaného tlumiče, čímž lze dosáhnout podmínek velmi podobných běžnému provozu. Největší nevýhodou je jeho pořizovací cena, pohybující se v jednotkách milionů českých korun.

Tab. 1 Vybrané parametry testeru MTS Roehrig EMA - 2K [15]

	EMA-2K
Dynamická síla [kN]	8,9
Statická síla [kN]	2,1
Maximální rychlost [m/s]	4
Zdvih [mm]	203

#### 2.4.2 HYDRAULICKÉ

Tento typ testeru je dnes asi nejrozšířenějším zařízením pro měření charakteristik tlumičů. To je dáno jeho jednoduchou a spolehlivou konstrukcí a také výhodnější pořizovací cenou.

#### 2.4.3 MECHANICKÉ

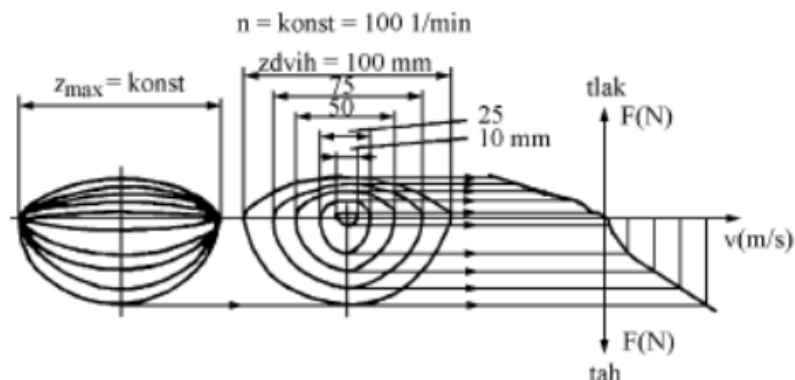
Tyto testery jsou v dnešní době na ústupu, jelikož umožňují pouze sinusový průběh zatížení, předností ale zůstává především pořizovací náklady.



Obr. 11 Elektrický tester [15]



Obr. 12 Mechanický tester [2]

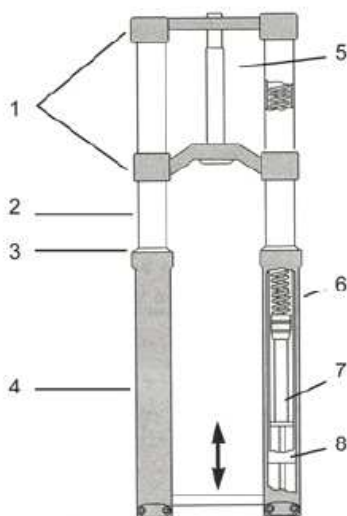


Obr. 13 Konstrukce rychlostní charakteristiky tlumiče [2]

## 2.5 PŘEDNÍ VIDLICE

Dnes nejrozšířenějším typem zavěšení předního kola je teleskopická přední vidlice. Ta dvě úlohy: zavěšení včetně odpružení předního kola a řízení. Vyskytují se její dvě možné varianty: kluzáky uchycené na předním kole a nosné trubky spojené s nosníky vidlice nebo kluzáky spojené s nosníky vidlic a nosné trubky spojené s kolem (toto provedení se nazývá „upside-down“). Provedení upside-down by mělo přinášet výhody v podobě snížení neodpružených hmot a zvýšení tuhosti vidlice jako celku.

Teleskopická vidlice se tedy skládá ze dvou dutých trubek a kluzáků. Trubky jsou zasunuty dovnitř kluzáků, jejich vedení a vystředění zajišťují kluzná pouzdra. Vnitřní prostor je vyplněn tlumičovým olejem. Kluzáky jsou z vnější strany opatřeny těsnícím kroužkem a prachovkou, které zabraňují úniku oleje a vniku nečistot. Uvnitř trubek jsou vhodně zakomponovány pružina a tlumič. Tlumič je umístěn ve spodní části vidlice, pístnice je spojena se spodní částí, píst pak s horní částí vidlice. Pružina je umístěna na tlumiči, z druhé strany je pak uzavřena víčkem, které zároveň slouží pro nastavování předpětí a tlumiče a jako montážní otvor. Na tuhost vidlice má vliv především průměr použitých trubek. Výhodou tohoto provedení je kompaktnost, nenáročnost údržby, dostatečné propružení a nízká poruchovost. Nevýhodou je stlačování při brzdění, které je dáno jejich konstrukcí, v jehož důsledku se motocykl předklání.



Obr. 14 Teleskopická vidlice: 1) nosníky; 2) trubka; 3) prachovka; 4) kluzák; 5) osa řízení; 6) pružina; 7) tlumič; 8) kluzné pouzdro [2]



## 2.6 ZADNÍ VIDLICE

Zadní vidlice, obdobně jako přední, slouží pro uchycení a vedení zadního kola. Nejčastěji vyskytující se konstrukce je dvouramenná vidlice. Bývá odpružena dvěma pružícími jednotkami po stranách nebo jednou centrální. Většina výrobců používá vidlice s pákovým systémem, který zajišťuje dlouhé propnutí a progresivitu.

Pokud je zadní kolo poháněno řetězem, pak se dvouramenná kyvná vidlice skládá ze dvou ramen, které jsou na jednom konci otočně upevněny v rámu a na druhém konci musí být opatřeny mechanismem pro změnu vzdálenosti osy zadního kola od osy výstupní hřídele převodovky, aby bylo zajištěno napínání řetězu. Tuhost dvouramenných vidlic se zvyšuje použitím skříňových konstrukcí nebo jinými konstrukcemi (viz. obrázek 15). Pro odpružení zadních dvouramenných vidlic se využívá různých typů pružících a tlumících jednotek:

- klasický hydraulický tlumič
- hydraulický tlumič s externí nádobkou sloužící pro chlazení a uklidňování oleje
- hydraulický tlumič s pomocnou nádobkou a vzduchovou nebo plynovou náplní, která zlepšuje tlumící charakteristiky
- hydraulický tlumič s plynovou náplní, která zajišťuje větší část tlumícího účinku [2]



*Obr. 15 Zadní kyvná vidlice motocyklu Aprilia RSV 1000*

### 3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cílem této práce je vylepšení přední teleskopické vidlice a zároveň možná změna geometrie motocyklu Triumph Daytona 955i. Při stávajícím továrním stavu je přední vidlice podle mého názoru měkká a houpavá, také její tuhost není dostatečná pro motocykl disponující výkonem motoru 108 kW. Z důvodu mj. nevyhovujících parametrů již došlo k havárii. Toto vylepšení je zamýšleno výměnou teleskopických vidlic klasické konstrukce značky Showa za vidlice konstrukce upside-down z motocyklu Suzuki GSX-R 1000 značky Kayba, které disponují stejnou délkou. Požadavek na změnu geometrie pramení z obtížného ovládání motocyklu, zejména uvedení do zatáčky při vyšší rychlosti. Z tohoto důvodu a také z důvodu rozdílných upevňovacích průměrů je zapotřebí zkonstruovat nové nosníky vidlic. Pro jejich konstrukci je důležité znát zatížení, které na ně působí. Toto bude zjištěno pomocí jednoduchého matematického modelu vytvořeného v multi body softwaru MSC Adams View. Z toho vyplývají dílčí cíle práce a těmi jsou odměření stávající geometrie a určení charakteristik pružin a tlumičů. Pro měření zdvihové charakteristiky tlumičů byl vybrán tester tlumičů na dílnách Ústavu automobilního a dopravního inženýrství MTS Roehrig EMA 2K, pro který je zapotřebí vyrobit přípravky pro upnutí motocyklových tlumičů.



*Obr. 16 Motocykl Triumph Daytona 955i*



## 4 GEOMETRIE MOTOCYKLU TRIUMPH DAYTONA 955I

### 4.1 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ BODŮ ZAVĚŠENÍ KOL A RÁMU

Pro vytvoření reálného matematického modelu je zapotřebí určit stávající rozměry podvozkových skupin. To bylo uskutečněno ustavením motocyklu do svislé pozice na vodorovné podložce a jeho zaaretováním v této pozici pomocí podložek pod pohotovostním stojanem a podpěrami rámu. Svislé postavení bylo zkontrolováno vodováhou přiloženou k zadní pneumatice. Samotné měření probíhalo pomocí olovnice, která byla přikládána k jednotlivým důležitým bodům zavěšení náprav a rámu. Tímto průmětem na kreslicí vodorovnou podložku – papír – byla zaevidována jejich poloha v podélném a příčném směru. Výšková poloha, vzdálenost mezi vyznačeným bodem na podložce a samotným bodem zavěšení, byla zaznamenána posuvným měřítkem značky INOX disponující měřícím rozsahem 0 – 300 mm a přesností 0,05 mm. Výška bodů, které jsou umístěny nad rozsahem posuvného měřítka byla změřena za pomoci svinovacího metru v třídě přesnosti 2 zn. KINEX. Třída přesnosti 2 zaručuje maximální odchylku 0,7 mm na 2 m [11]. Hodnota výšek bodů byla zaznamenána do tabulky. Posléze byl určen styčný bod přední pneumatiky jako počátek souřadného systému. Od tohoto počátku byla následně změřena podélná vzdálenost jednotlivých bodů (směrem k zadnímu kolu vzdálenost narůstá). Při určení příčné vzdálenosti bodů bylo vycházeno z předpokladu, že veškeré díly (osa předního kola, osa kyvné vidlice a další) jsou symetrické vůči podélné ose motocyklu, změřena byla tedy pouze jejich celková šířka.



Obr. 17 Ustavení motocyklu do svislé polohy



Obr. 18 Kontrola svislé polohy vodováhou



Obr. 19 Zvolený souřadný systém

Tab. 2 Souřadnice bodů zavěšení a rámu

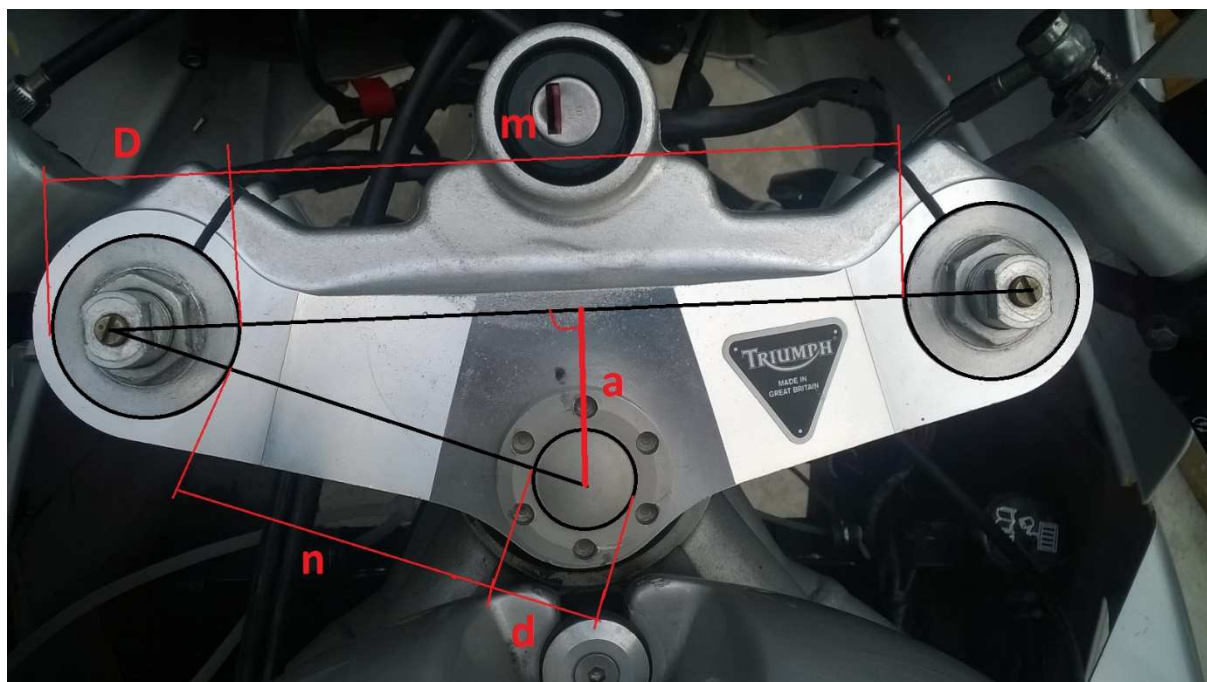
Díl	X [mm]	Y [mm]	Délka dílu [mm]
Osa předního kola	0	287	210
Osa kyvné vidlice	940	388	370
Úchyt přepákování – rám	964	210	113
Úchyt přepákování – přepákování	1039	190	115
Úchyt přepákování – kyvná vidlice	1068	295	2x35
Spodní oko tlumiče	1065	218	31
Horní oko tlumiče	940	588	40
Osa zadního kola	1416	300	250
Osa řízení – spodní okraj	233	710	150

Z naměřených údajů je možné určit rozvor motocyklu, který činí 1416 mm nebo délku zadní kyvné vidlice, která je 476 mm. Dále bylo potřeba určit úhel osy řízení, to bylo provedeno výpočtem. Zaznamenána byla poloha dvou vybraných bodů (tab. 3) na jedné teleskopické vidlici, které jsou rovnoběžné s její osou, a goniometrickou funkcí byl dopočítán potřebný úhel. Také bylo nutné zjistit hodnotu přesazení osy kola od osy řízení. To bylo zrealizováno po demontáži horního nosníku vidlice změřením vyznačených parametrů na obrázku 20. Následně byl offset  $a$  vidlic dopočítán pomocí Pythagorovy věty.

Tab. 3 Poloha zvolených bodů na vidlici

	Kolmá vzdálenost bodů od podložky $h_b$ [mm]	Vzdálenost bodů v podélném směru $x$ [mm]
<b>Bod 1</b>	647	83
<b>Bod 2</b>	838	

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{x}{(h_{b2} - h_{b1})} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{83}{838 - 647} \right) = 23,49^\circ$$



Obr. 20 Parametry horního nosníku vidlic

Tab. 4 Rozměry originálních nosníků vstupující do výpočtu offsetu

Vzdálenost okrajů ok vidlice $m$ [mm]	Vzdálenost okrajů oka osy řízení a vidlice $n$ [mm]	Průměr díry pro vidlici $D$ [mm]	Průměr díry pro osu řízení $d$ [mm]
165	77	45	25

$$a = \sqrt{\left(n + \frac{D}{2} + \frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{m}{2} + \frac{D}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(77 + \frac{45}{2} + \frac{25}{2}\right)^2 - \left(\frac{165}{2} + \frac{45}{2}\right)^2} = 38,97 \text{ mm}$$

Nyní jsou známy potřebné vstupy pro výpočet závleku podle (2)

$$S = r_d \cdot \cot(\alpha) - \frac{a}{\sin(\alpha)} = 287 \cdot \frac{\cos(66,51)}{\sin(66,51)} - \frac{a}{\sin(66,51)} = 82,24 \text{ mm}$$

Tab. 5 Vypočtené rozměry geometrie Triumphu Daytona 955i

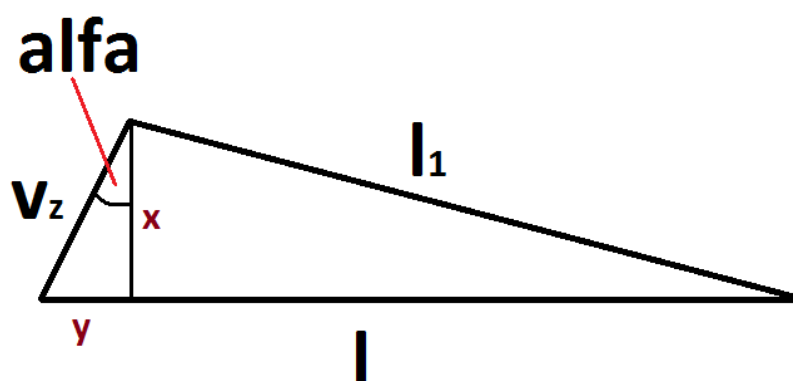
Úhel řízení [°]	Závlek [mm]	Offset [mm]	Rozvor [mm]
23,49	82,24	38,97	1416

Správnost měření byla ověřena porovnáním naměřených a vypočtených rozměrů s rozměry, které udává výrobce. Dále jsou v tabulce 6 i základní parametry motocyklů dalších výrobců různých kategorií (supersport, cestovní).

Tab. 6 Přehled základních rozměrů motocyklů [12]

Výrobce	Model	Ročník	Úhel řízení [°]	Závlek [mm]	Rozvor [mm]
Aprilia	RSV 1000 R	2006	24,8	101,7	1410
Aprilia	RSV4 1000	2009	24,5	105	1420
Aprilia	TUONO	2006	25	99	1410
Aprilia	SL 1000 Falco	2002	25	97	1415
Ducati	MONSTER S4R	2003	24	96	1440
Honda	CBR 1000 RR	2008	23,3	96,2	1407
Kawasaki	ZX 10 R	2004	24	102	1389
Kawasaki	Z - 1000	2003	25	102	1420
KTM	SUPER DUKE	2014	24,9	102	1482
KTM	RC8R	2011	23,3	97	1425
Moto Guzzi	GRISO 8V	2015	26,3	107	1747
Suzuki	GSX-R 1000	2005	23,75	96	1402
Suzuki	GSF 1250	2007	26	107	1485
Triumph	Daytona 955i	2002	22,5	79	1426
Triumph	SPEED TRIPLE	2002	23,5	84	1429
Yamaha	MT - 01	2005	27	103	1525

Při srovnání hodnot naměřených a vypočtených (tab. 5) s hodnotami uvedenými výrobcem (tab. 6) je patrný nesoulad. Tento rozdíl je způsoben zejména tím, že hodnoty od výrobce jsou uvedeny v nezátíženém stavu, tedy že nápravy jsou ve vyvážení stavu. Po zatížení vahou motocyklu se zavěšení ustálí ve statické poloze, při které byly zjišťovány polohy jednotlivých bodů. Z povahy konstrukce zavěšení je patrné, že dojde ke změně geometrie. Změnu geometrie lze dokázat konstrukcí obecného trojúhelníku, kde jedna jeho strana má délku rozvoru  $l$ . Velikost délky druhé strany je totožná s velikostí změny délky přední teleskopické vidlice po zatížení  $v_z$ . Tyto dvě strany svírají úhel jehož velikost je rovna úhlu řízení měřeného od vodorovné podložky. Délka třetí strany poté udává velikost rozvoru po statickém zatížení  $l_1$ . [17]



Obr. 21 Geometrie trojúhelníku pro výpočet rozvoru při zatížení



$$x = v_z \cdot \cos \alpha = 17 \cdot \cos 22,5 = 15,7 \text{ mm}$$

$$y = v_z \cdot \sin \alpha = 17 \cdot \sin 22,5 = 6,5 \text{ mm}$$

$$l_1 = \sqrt{(l - y)^2 + x^2} = \sqrt{(1426 - 6,5)^2 + 15,7^2} = 1419,6 \text{ mm}$$

Dále je z uvedených údajů zřejmé, že upravovaný motocykl disponuje nejstrmějším úhlem řízení a taktéž nejnižší hodnotou závleku. U ostatních výrobců hodnota úhlu řízení v kategorii supersport osciluje kolem  $24^\circ$ . Hodnota závleku se pohybuje v rozmezí od 96 do 105 mm. Z tohoto srovnání by bylo možné vyvodit závěr, že upravovaný motocykl bude velmi obratný a ochotný zatáčet. Ve skutečnosti tomu tak není. Motocykl při překlápění vyžaduje značné úsilí jezdce. Proto je nutné vyšetřit polohu těžiště.

## 4.2 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ POLOHY TĚŽIŠTĚ

Poloha těžiště motocyklu byla zjišťována celkem pro tři varianty:

- samotný motocykl
- motocykl se sedícím řidičem
- motocykl s řidičem v zalehnuté pozici

Bylo zapotřebí získat polohu podélného i výškového umístění těžiště. Tyto hodnoty byly určeny podle metodiky uvedené v kapitole 1.4. K vážení byla použita váha Imetec 5467 Medical Pro s přesností vážení 100g. Motocykl byl vážen se všemi provozními náplněmi a plnou nádrží. Řidič byl při vážení oblečen do kožené kombinézy, přilby a jezdeckých rukavic a bot (celkem 79 kg, respektive 82,5 kg).

### 4.2.1 PODÉLNÁ POLOHA TĚŽIŠTĚ

Při zjišťování podélné polohy těžiště bylo nejprve přední kolo ustaveno na váhu a zadní kolo podloženo, aby byl motocykl přesně v horizontální pozici. Následně byl motocykl udržován ve svislé pozici odborně poučeným asistentem, aby nedocházelo k úchylkám vlivem naklonění motocyklu. Nakonec byla odečtena hmotnost pro jednotlivá zatížení. Stejný postup se opakoval pro zadní kolo umístěné na váze.



Obr. 22 Poloha jezdce při vážení – sedící



Obr. 23 Poloha jezdce při vážení – zalehnutý

Tab. 7 Naměřené hodnoty hmotností pro jednotlivá zatížení – Triumph Daytona 955i

Triumph Daytona 955i		Samotný motocykl	Sedící poloha	Zalehnutá poloha
Rozvor	$l$ [mm]	1416		
Hmotnost pod předním kolem	$m_p$ [kg]	106	138	141
Hmotnost pod zadním kolem	$m_z$ [kg]	107	154	151
Celková hmotnost	$m$ [kg]	213	292	292

Tab. 8 Procentuální rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravu – Triumph Daytona 955i

Poloha	Zatížení předního kola [%]	Zatížení zadního kola [%]
Bez zatížení	49,8	50,2
Sedící	47,3	52,7
Zalehnutý	48,3	51,7

Hodnoty uvedené v tab. 8 dokazují, že řidič svým pohybem na motocyklu dokáže s úspěchem ovlivnit rozložení hmotnosti. Tímto pohybem lze aktivně ovlivnit chování motocyklu při akceleraci, brzdění i zatáčení.

Podle rovnice (5) lze vypočítat horizontální vzdálenost těžiště od osy zadního kola. Obdobně, podle rovnice (6) lze zjistit podélnou vzdálenost těžiště od osy předního kola. Jsou uvedeny výpočty pouze pro nezatížený motocykl.

$$l_z = \frac{m_p}{m} \cdot l = \frac{106}{213} \cdot 1416 = 704,68 \text{ mm}$$

$$l_p = \frac{m_z}{m} \cdot l = \frac{107}{213} \cdot 1416 = 711,32 \text{ mm}$$

Tab. 9 Podélná poloha těžiště – Triumph Daytona 955i

	Samotný motocykl	Sedící poloha	Zalehnutá poloha
Vzdálenost od osy zadního kola $l_z$ [mm]	704,68	669,21	683,75
Vzdálenost od osy předního kola $l_p$ [mm]	711,32	746,79	732,25

#### 4.2.2 VÝŠKOVÁ POLOHA TĚŽIŠTĚ

Pro určení výškové polohy těžiště je zapotřebí jednu nápravu motocyklu zvedat a zjišťovat přírůstek hmotnosti pod druhou nápravou. To bylo provedeno pomocí paletového zvedáku. Zadní kolo bylo umístěno na tento zvedák a pod předním kolem byl zjišťován přírůstek hmotnosti. Následně bylo kolo zvedákem zvedáno do různých výšek. Výsledky měření jsou uvedeny v tab. 10.

Tab. 10 Naměřené hodnoty hmotností pro různé úhly naklonění – Triumph Daytona 955i

Triumph Daytona 955i		Samotný motocykl	Sedící poloha	Zalehnutá poloha
Poloměr kola	$r_d$ [mm]	300		
Výška zvednutí zadního kola (osa - podložka)	$H_1$ [mm]	422		
	$H_2$ [mm]	448		
	$H_3$ [mm]	482		
	$H_4$ [mm]	511		
	$H_5$ [mm]	534		
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H_1$	$m_{p1}$ [kg]	106,5	139,5	143
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H_2$	$m_{p2}$ [kg]	108	142	144
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H_3$	$m_{p3}$ [kg]	109	145	146,5
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H_4$	$m_{p4}$ [kg]	110	146	149
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H_5$	$m_{p5}$ [kg]	111	148	150,5

Následně byla podle metodiky uvedené v kapitole 1.4 vypočtena výšková poloha těžiště.

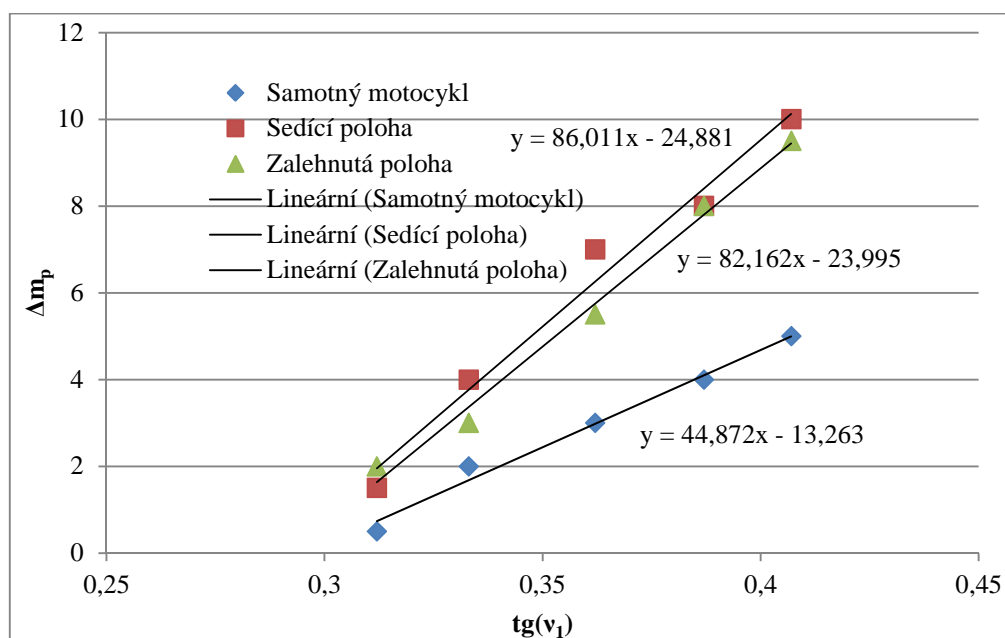
$$\Delta m_p = m_{p1} - m_p = 106,5 - 106 = 0,5 \text{ kg}$$

$$\tan \vartheta_1 = H_1 / \sqrt{l^2 - H_1^2} = \frac{422}{\sqrt{1416^2 - 422^2}} = 0,31$$

Tab. 11 Hodnoty pro určení výškové polohy těžiště

		Samotný motocykl		Sedící poloha	Zalehnutá poloha
$H_1/\sqrt{l^2 - H_1^2}$	0,31	$\Delta m_{p1}$ [kg]	0,5	1,5	2
$H_2/\sqrt{l^2 - H_2^2}$	0,33	$\Delta m_{p2}$ [kg]	2	4	3
$H_3/\sqrt{l^2 - H_3^2}$	0,36	$\Delta m_{p3}$ [kg]	3	7	5,5
$H_4/\sqrt{l^2 - H_4^2}$	0,39	$\Delta m_{p4}$ [kg]	4	8	8
$H_5/\sqrt{l^2 - H_5^2}$	0,41	$\Delta m_{p5}$ [kg]	5	10	9,5

Tyto hodnoty jsou vyneseny do grafu a pro jednotlivá zatížení je vytvořena lineární spojnice trendu. Směrnice  $k$  této přímky poté udává hodnotu  $tg(\beta)$ .

Obr. 24 Graf závislosti přírůstku hmotnosti na  $tg(v_1)$ Tab. 12 Hodnoty směrnice  $k$  pro jednotlivé úhly naklonění

	Samotný motocykl	Sedící poloha	Zalehnutá poloha
Směrnice $k$ ( $tg(\beta)$ )	44,872	86,011	82,162

$$h_{01} = \frac{l}{m} \cdot \tan(\beta) = \frac{1416}{213} \cdot 44,872 = 298,3 \text{ mm}$$

$$h = h_{01} + r = 298,3 + 300 = 598,3 \text{ mm}$$



Tab. 13 Vypočtená poloha výšky těžiště

	Samotný motocykl	Sedící poloha	Zalehnutá poloha
Výšková poloha těžiště $h$ [mm]	598,3	717,1	698,4

### 4.3 SROVNÁNÍ

Aby bylo možné určit vliv polohy těžiště upravovaného motocyklu na jeho chování, bylo zapotřebí získat údaje o poloze těžiště i u jiného motocyklu. Proto byla vypočtena poloha těžiště motocyklu značky Aprilia typ SL 1000 Falco. Postup měření se opět opakoval. Proto jsou uvedeny pouze tabulky naměřených hodnot a polohy těžiště.

Tab. 14 Hodnoty zatížení motocyklu Aprilia

Aprilia SL 1000 Falco		Samotný motocykl	Sedící poloha	Zalehnutá poloha
Rozvor	$l$ [mm]	1415		
Hmotnost pod předním kolem	$m_p$ [kg]	105	134,5	137,5
Hmotnost pod zadním kolem	$m_z$ [kg]	105,5	159,5	156,5
Celková hmotnost	$m$ [kg]	211,5	294	294
Poloměr kola	$r$ [mm]	300		
Výška zvednutí zadního kola (osa – podložka)	$H_1$ [mm]	420		
	$H_2$ [mm]	450		
	$H_3$ [mm]	482		
	$H_4$ [mm]	511		
	$H_5$ [mm]	537		
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H$	$m_{p1}$ [kg]	106	137	138,5
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H$	$m_{p2}$ [kg]	107	139	140
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H$	$m_{p3}$ [kg]	108	141	143,5
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H$	$m_{p4}$ [kg]	108,5	144	145
Hmotnost po zvednutí zadního kola o $H$	$m_{p5}$ [kg]	111	148	150

Tab. 15 Vypočtená poloha těžiště motocyklu Aprilia

	Samotný motocykl	Sedící poloha	Zalehnutá poloha
Vzdálenost od osy zadního kola $l_z$ [mm]	705,82	647,34	661,78
Vzdálenost od osy předního kola $l_p$ [mm]	709,18	767,66	753,22
Výšková poloha těžiště $h$ [mm]	605,09	813,97	833,37

Tab. 16 Rozložení hmotnosti mezi nápravami motocyklu Aprilia

Poloha	Zatížení předního kola [%]	Zatížení zadního kola [%]
Bez zatížení	49,9	50,1
Sedící	45,8	54,2
Zalehnutý	46,8	53,8

Tab. 17 Poloha těžiště motocyklů při zalehnuté poloze řidiče

	Triumph Daytona 955i	Aprilia SL 1000 Falco
Vzdálenost od osy zadního kola $l_z$ [mm]	683,75	661,78
Vzdálenost od osy předního kola $l_p$ [mm]	732,25	753,22
Výšková poloha těžiště $h$ [mm]	698,4	833,37

Z výše uvedené tabulky je zjevný rozdíl ve výšce těžiště obou motocyklů. Těžiště Aprilie je o 19,4 % výše, což je 134,97 mm. Podélné rozložení hmotnosti z hlediska rovnoměrnosti zatížení je lepší u motocyklu Triumph o 1,5 %. Výška těžiště má, stejně jako geometrie motocyklu, zásadní vliv na jízdní vlastnosti. Podle obrázku 6 má výška těžiště vliv na velikost destabilizujícího momentu. Platí zde přímá úměra, tedy velikost momentu roste společně s výškou těžiště. Z této úvahy vyplývá, že se motocykl Triumph s nižší polohou těžiště bude chovat stabilněji, neboli pro uvedení do zatáčky musí řidič vyvolat vyšší klopný moment. Řešením tohoto problému může být použití širších lépe umístěných řídítek, čímž se dosáhne snížení nutných ovládacích sil. Stejného efektu lze dosáhnout zkrácením závleku předního kola. To je možné provést změnou úhlu řízení nebo zvětšením přesazení osy kola od osy řízení. Tato modifikace jde řešit konstrukcí nových nosníků vidlic s větším offsetem.



Obr. 25 Aprilia SL 1000 Falco

## 5 CHARAKTERISTIKA ODPRUŽENÍ

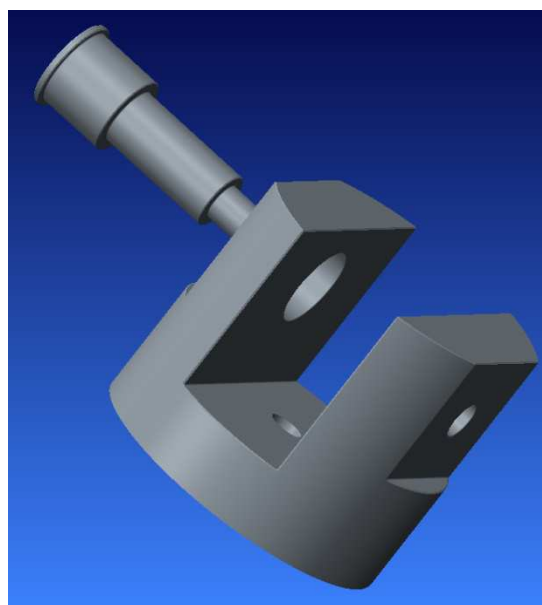
Dalším potřebným vstupem pro model v programu Adams View je kompletní charakteristika odpružení. Tedy vlastnosti pružin a tlumičů.

### 5.1 KONSTRUKCE PŘÍPRAVKŮ PRO TESTER MTS ROEHRIG EMA 2K

Prvotním úkolem bylo vyrobit přípravky pro upnutí teleskopických vidlic motocyklu do testeru pružin a tlumičů Ústavu automobilního a dopravního inženýrství značky MTS Roehrig typ EMA 2K. Jedná se o tester s elektricky ovládaným pístem. Jak na pístu, tak na tenzometru je vybaven upínacím závitem UNF 5/8'' - 18. Z tohoto rozměru bylo zapotřebí vycházet. Dalším požadavkem byla univerzálnost, tedy aby přípravek mohl být použit pro teleskopické vidlice různých výrobců. Pro upnutí horní válcové části vidlice toho bylo dosaženo použitím svěrné objímky, která je 5 šrouby M8 x 100 přišroubována k válci s upínacím závitem UNF. Pro různé průměry válcových částí vidlic stačí použít příslušnou svěrnou objímku. Pro spodní část vidlice, na které je vytvořena díra pro osu kola, byl na míru vyroben přípravek tvaru U, který je na spodní straně opatřen upínacím závitem a na stranách dírami o průměru 16 a 40 mm. Těmito dírami prochází osa, která je ve střední části opatřena průměrem pro upnutí potřebné vidlice. Vše je lépe patrné z obrázků 26, 27 a také z výkresové dokumentace v příloze.



Obr. 26 Horní upínací přípravek



Obr. 27 Spodní upínací přípravek

### 5.2 CHARAKTERISTIKA PRUŽIN

Vlastnosti pružin je možné určit výpočtem nebo experimentem. Pro tuto diplomovou práci byly použity obě metody. Pružiny bylo zapotřebí demontovat z motocyklu, případně z teleskopických vidlic. Z provedení pružiny zadní centrální pružící jednotky je patrné, že se jedná o lineární pružinu. Taktéž pružiny teleskopických vidlic, které jsou zamýšleny na výměnu, jsou lineární. Pružiny z továrních teleskopických vidlic jsou vytvořeny s proměnnou velikostí rozteče závitů, dá se očekávat progresivní charakteristika. Následně byly změřeny rozměry vstupující do výpočtu (vzorec (16)). Neznámou pro tento výpočet je modul pružnosti

ve smyku, neboť není znám materiál pružin a nepodařilo se tyto údaje zjistit. Byla tedy použita hodnota obvyklá pro materiál legovaného ventilového drátu třídy VDSiCr dle normy EN 10270-2, který má excelentní vhodnost pro dynamické namáhání a špatnou korozivzdornost (pružiny jsou umístěny v oleji, případně opatřeny antikoročním povlakem). Hodnota modulu pružnosti ve smyku pro tento materiál je 79000 MPa. [13] Výpočet tuhosti továrních pružin byl proveden pro dvě sériově zařazené pružiny s tuhostmi  $c_1$  a  $c_2$ , což odráží jejich provedení. Je uveden pouze výpočet pro jednu tovární pružinu s výslednou tuhostí  $c_s$ .

$$c_1 = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot n_a} = \frac{5^4 \cdot 79000}{8 \cdot 35^3 \cdot 12} = 12,00 \text{ N/mm}$$

$$c_2 = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot n_a} = \frac{5^4 \cdot 79000}{8 \cdot 35^3 \cdot 7} = 20,56 \text{ N/mm}$$

$$c_s = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} = \frac{12,00 \cdot 20,56}{12,00 + 20,56} = 7,58 \text{ N/mm}$$

Tab. 18 Vypočtené hodnoty tuhosti jednotlivých pružin

Pružina	Průměr drátu d [mm]	Střední průměr pružiny D [mm]	Modul pružnosti ve smyku G [Mpa]	Počet činných závitů $n_a$ [-]	Vypočtená tuhost $k_v$ [N/mm]	Tuhost udaná výrobcem k [N/mm]
Showa – větší rozteč	5	35	79000	12	12,00	7,65
Showa – menší rozteč	5	35		7	20,56	
Showa – celková					7,58	
Kayba	4,7	32,7		14	9,84	9,32
Zadní	12	68		5	130,25	131,45

Z výše uvedené tabulky je patrné, že vypočítané hodnoty tuhostí jednotlivých pružin korespondují s hodnotami, které udává výrobce [13]. Největší odchylka je u pružin Kayba a to 5,58 % což činí 0,52 N/mm.

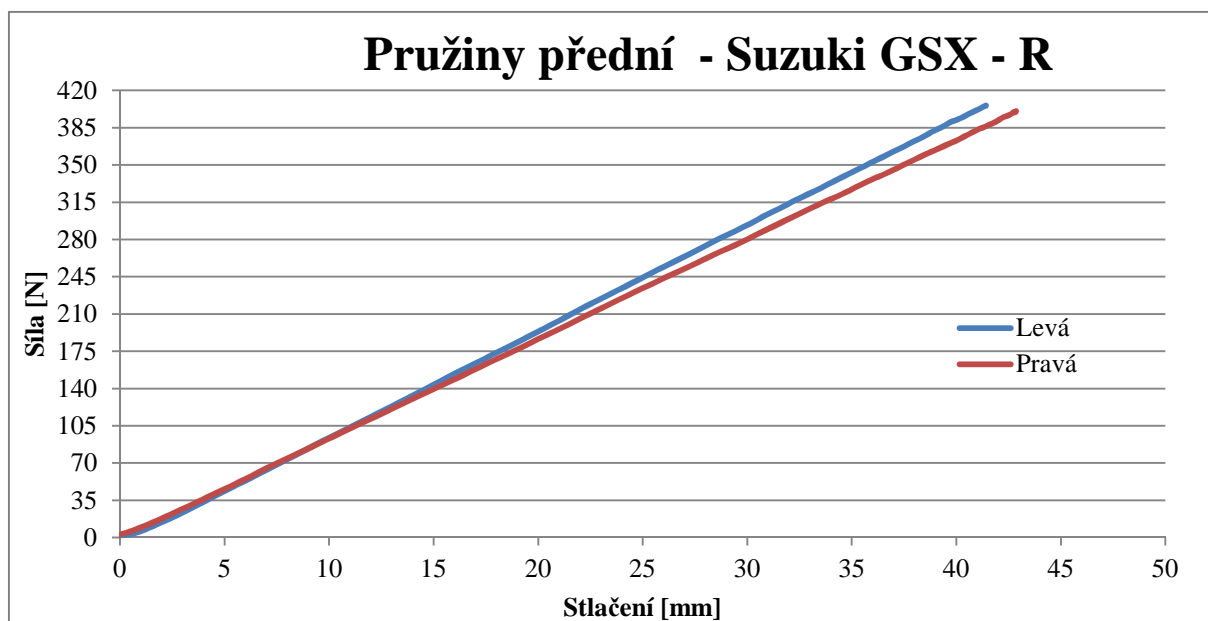
Výpočet byl následován experimentem. Měření charakteristik lineárních pružin bylo provedeno na Ústavu konstruování panem prof. Mazůrkem. Experimentální měření charakteristik továrních pružin bylo provedeno na testeru Ústavu automobilního a dopravního inženýrství MTS Roehrig EMA 2K. Tyto pružiny bylo zapotřebí nechat umístěné v jednotce teleskopické vidlice, neboť nebyla zaručena jejich vzpěrná stabilita.



Obr. 28 Progresivní pružina Showa



Obr. 29 Charakteristika zadní pružiny



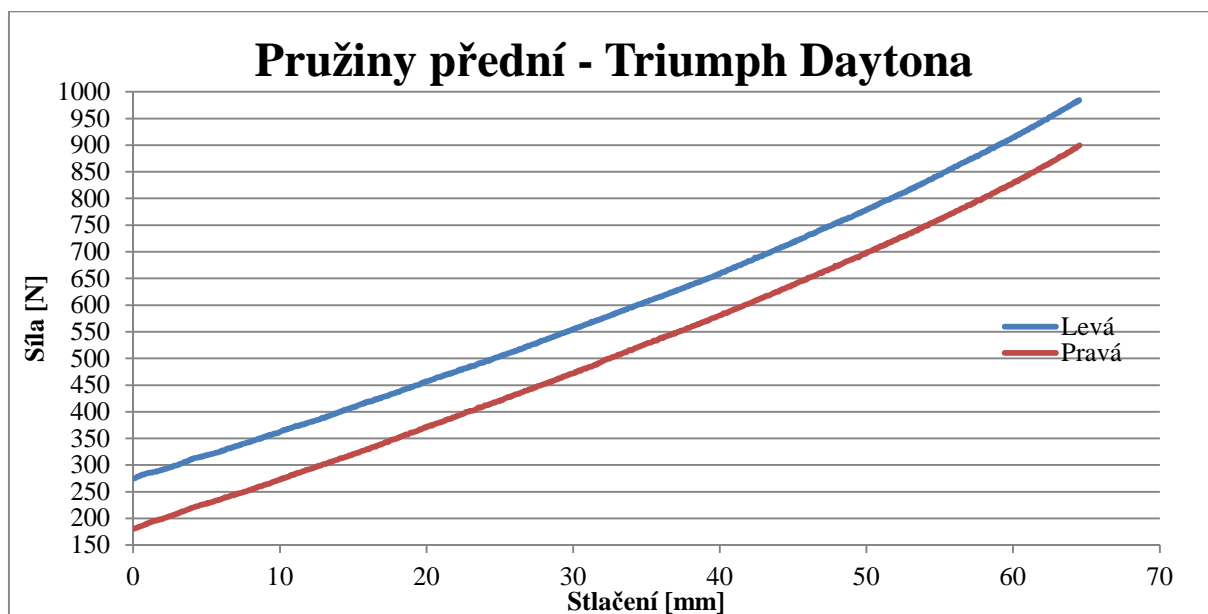
Obr. 30 Charakteristika pružin teleskopických vidlic Kayba

Pružina zadní jednotky byla stlačována pouze o 39 mm, respektive o 42 mm u předních pružin teleskopických vidlic motocyklu Suzuki, neboť je patrné, že jejich charakteristika je lineární podle předpokladu.

Při měření charakteristiky továrních pružin nebylo možné zajistit jejich nulové předpětí z důvodu zástavby v teleskopické vidlici. Tato skutečnost se odráží i v grafu, kdy hodnota síly v nestlačeném stavu není nulová. Rozdíl mezi jednotlivými pružinami je dále způsoben rozlišným nastavením předpětí. U pravé vidlice byl šroub nastavení předpětí v poloze pro



minimální předpětí, vyvozená síla při nulovém stlačení je způsobena stlačením 16 mm při montáži zátky vidlice. U levé vidlice se k tomuto stlačení přidává ještě předpětí od nastavovacího šroubu, který byl zašroubován o 8 mm.



Obr. 31 Charakteristika pružin teleskopických vidlic Showa

Tab. 19 Přehled tuhostí pružin

Pružina	Vypočtená tuhost [N/mm]	Naměřená průměrná tuhost [N/mm]
Kayba – levá	9,84	9,71
Kayba – pravá		9,43
Showa – levá	7,58	11,20
Showa – pravá		11,20
Zadní	130,25	101,79

Naměřená tuhost jednotlivých pružin vidlic Kayba se liší o 2,9 %. Tato odchylka zapříčiní rozdíl v působící síle 11,3 N při stlačení 40 mm. Z hlediska celkově působících sil v zavěšení předního kola při tomto stlačení je tento rozdíl zanedbatelný. Rozdíl mezi vypočtenou a naměřenou tuhostí je 1,4 % pro levou, respektive 4,2 % pro pravou pružinu. V tomto případě lze výpočet považovat za rovnocenný experimentu. Pro pružiny z vidlic Showa je naměřená hodnota tuhosti zprůměrována, není konstantní v průběhu stlačování. S rostoucím stlačením se tuhost pružin nepatrně zvětšuje. Průměrná tuhost pružin je stejná, což potvrzuje i průběh závislosti síly na stlačení v grafu na obrázku 31. Mezi naměřenou a vypočtenou hodnotou je zde obrovský rozdíl, činí 47,8 %. Hodnota vypočtená s hodnotou od výrobce dosahuje dobré shody. Při úvaze nad průběhem měření pružin Showa byl vyvozen tento závěr. V průběhu stlačování v testeru MKS je pružina uzavřena v teleskopické vidlici, část vidlice je zaplněna olejem, ve zbylém volném uzavřeném prostoru je obsazen vzduch. Při stlačování poté působí jako pneumatická pružina. Proto byla změřena výška vzduchového polštáře ve vidlici s obsazenou pružinou, která činí 110 mm. Z parametrů vidlice (vnitřní průměr) byl poté vypočten objem uzavřeného vzduchu. Při stlačování vidlice jsem uvažoval izotermický děj a ze stavové rovnice tohoto děje byl vypočten tlak působící ve vidlici po stlačení o 65 mm.

Z velikosti tohoto tlaku byla vypočtena síla, která společně s mechanickou pružinou působí proti stlačování vidlice. Pomocí této síly byla nakonec vypočtena tuhost této pneumatické pružiny, jejíž hodnota činí  $3,5 \text{ N/mm}$ . Po odečtení této hodnoty od naměřené celkové tuhosti dostaneme hodnotu tuhosti mechanické pružiny. Ta je potom rovna  $7,7 \text{ N/mm}$ . Tato hodnota už se blíží udaným a vypočteným parametrům, liší se o  $1,6 \%$ . Výpočet tuhosti pneumatické pružiny je orientační, ale poskytuje náhled na celou situaci, kdy je zjevné, jakou měrou tato hodnota ovlivňuje kompletní pružící charakteristiku. Při modelování podvozku motocyklu je nutné toto brát v potaz. Největší rozdíl mezi naměřenou a vypočtenou hodnotou je poté u zadní pružiny, činí  $21,9 \%$ . Vypočtená a udaná hodnota tuhosti se shodují. Pružina je v motocyklu používána již 15 let, kdy je stále předeprnuta přibližně o  $17 \text{ mm}$ . Je zde už tedy možnost ztráty původních pružných vlastností.

## 5.3 CHARAKTERISTIKA TLUMIČŮ

### 5.3.1 PŘÍPRAVA MĚŘENÍ

Měření předcházelo rozebrání vidlic, kontrola stavu jednotlivých částí a výměna olejové náplně. Z vidlic musely být demontovány pružiny, aby se zabránilo zbytečnému namáhání testeru. Při demontáži byl zkontrolován zejména stav vodících kluzných pouzder a těsnících kroužků s prachovkami. Tyto díly mají zásadní vliv na citlivost vidlice při kontaktu s malými nerovnostmi. Nadměrné tření v těchto dílech by mohlo způsobovat zadrhávání a tím snižovat sensitivitu. Pozornost byla věnována také tlumičovému oleji, jehož vlastnosti mají důležitý vliv na charakteristiku tlumiče. Veškerá olejová náplň byla vypuštěna, vnitřní prostor vidlice vyčištěn. V továrních vidlicích byl olej pravidelně 1x ročně měněn, tzn. po 6000 km. Vidlice z motocyklu Suzuki byly zakoupeny jako použité a prodejce avizoval výměnu olejové náplně. Vizuální stav těchto náplní je porovnatelný na obrázku 33 a 34. Z obrázků je patrné znečištění oleje pocházejícího z továrních vidlic. Toto znečištění je způsobeno odíráním kluzným pouzder a také průnikem nečistot přes prachovky a těsnící kroužky. Pro zachování dlouhé životnosti a stálé charakteristiky tlumiče je důležité olejovou náplň pravidelně měnit. Před naplněním novou olejovou náplní bylo zapotřebí zjistit specifikaci oleje pro konkrétní vidlici. Originální náplně jsou obtížně sehnatelné, případně neúměrně drahé, proto byly zvoleny oleje značky Motul, které svými vlastnostmi nejlépe odpovídají originálním požadavkům. Vlastnosti doporučených a použitých olejů jsou v tabulce 20.



Obr. 32 Rozložená teleskopická vidlice Showa

Tab. 20 Vlastnosti olejů

Značka / označení	Třída [-]	Udaná viskozita při 40°C [cSt]	Udaná viskozita při 100°C [cSt]	Udaný viskózní index (VI) [-]
<b>Showa Suspension Fluid SS8</b> (doporučený)	10w	36,47	7,24	200
<b>SUZUKI L01</b> (doporučený)		15,5		
<b>Motul – Factory line</b>	2,5w	15	3,5	112
<b>Motul – Factory line</b>	10w	36	6,4	130



Obr. 33 Použitý olej z vidlice Kayba



Obr. 34 Použitý olej z vidlice Showa

Při demontáži byly zváženy jednotlivé komponenty vidlic. Vážení bylo provedeno na váze Tescoma Accura s přesností vážení 1g. Vážením byly zjištěny hodnoty odpružených a neodpružených hmot jednotlivých druhů vidlice. U tovární vidlice klasické konstrukce tvoří neodpružené hmoty:

- kluzák
- tlumič
- šrouby svěrné objímky osy kola
- ½ pružiny
- olejová náplň



Odpružená hmota je pak složena z:

- Nosné trubky
- ½ pružiny
- Zátky vidlice
- Rozpěrné trubky s podložkami

U konstrukce vidlice upside-down z motocyklu Suzuki je nosná trubka součástí hmot neodpružených a naopak kluzák se přičítá k hmotám odpruženým. Výsledky vážení jsou patrné z tab. 21.

Tab. 21 Hmotnosti jednotlivých částí teleskopických vidlic

	Showa	Kayba
<b>Kluzák [g]</b>	1192	800
<b>Trubka [g]</b>	1164	1561
<b>Tlumič [g]</b>	413	380
<b>Pružina [g]</b>	318	215
<b>Zátka [g]</b>	257	183
<b>Šrouby [g]</b>	40	33
<b>Olej [g]</b>	477	422
<b>Odpružená hmotnost [g]</b>	1580	1090,5
<b>Neodpružená hmotnost [g]</b>	2281	2503,5
<b>Celková hmotnost [g]</b>	3861	3594



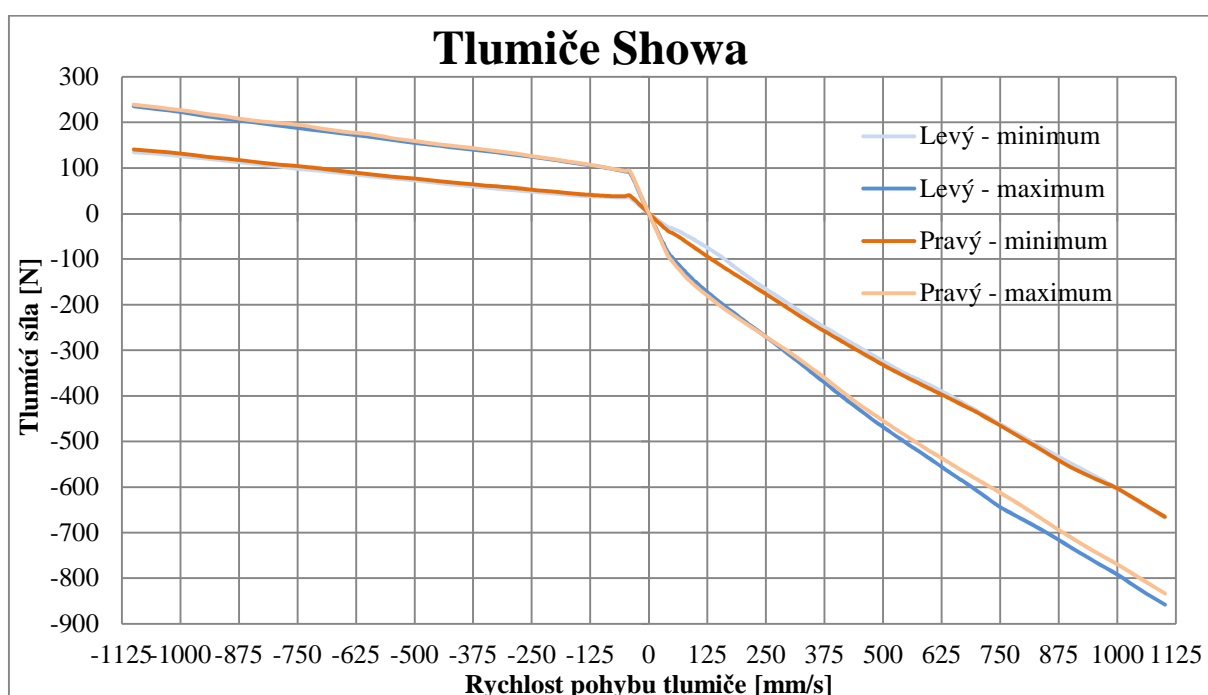
Obr. 35 Rozložená teleskopická vidlice Kayba

Z tabulky 21 je zřejmé, že vidlice zamýšlená na výměnu má nižší celkovou hmotnost, ale předpoklad nižších neodpružených hmot se nepotvrdil. Rozdíl činí 222,5 g v její neprospěch. To je dáno zejména díky tomu, že nosná trubka, která se majoritně podílí na neodpružených hmotách této vidlice, je opatřena masivněji provedeným držákem brzdového třmenu a délka trubky je větší při srovnání s velikostí kluzáku vidlice Showa. V běžných nezávodních podmínkách je tento rozdíl zanedbatelný.

### 5.3.2 MĚŘENÍ

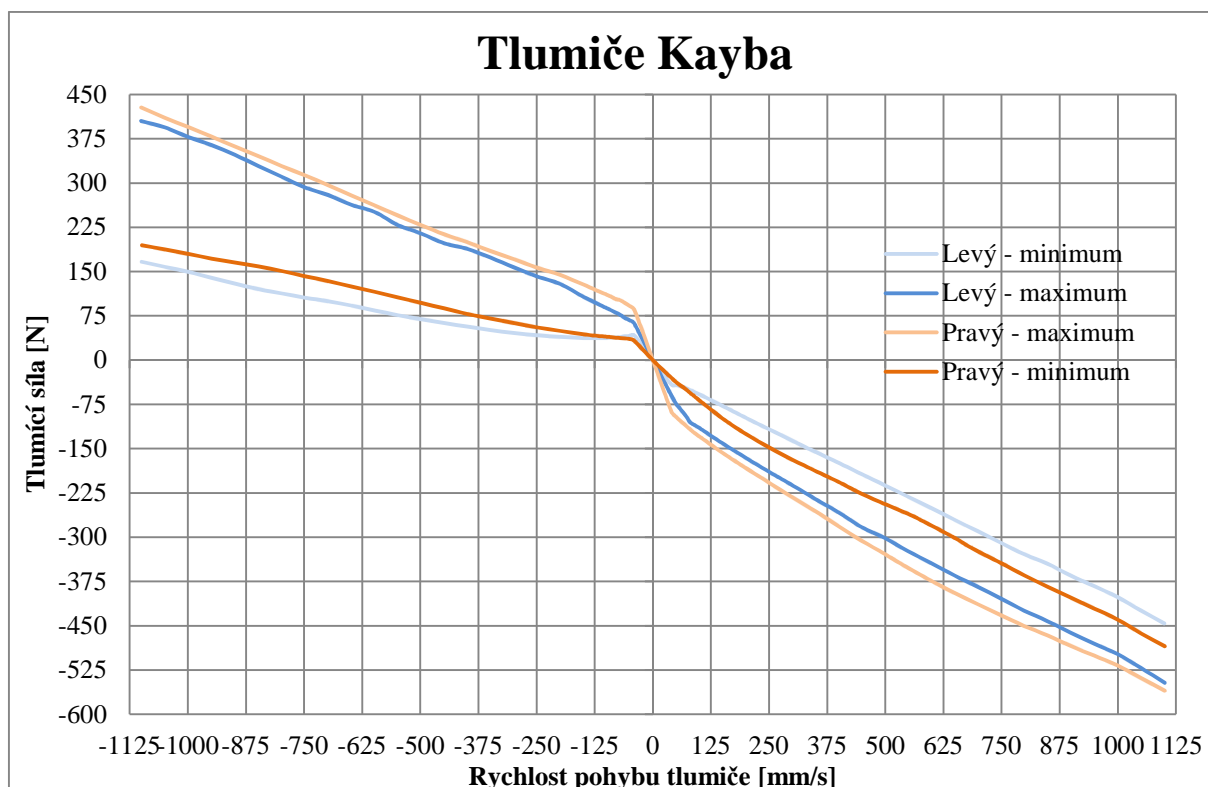
Samotné měření probíhalo na výše zmiňovaném testeru MTS Roehrig EMA 2K. K upnutí byly použity přípravky navrhnuté přímo k tomuto účelu. Všechny měřené tlumiče mají možnost nastavení kompresního i roztahovacího útlumu. Měření probíhalo postupně pro každý tlumič následovně. Byl zjištěn rozsah ovládacích prvků tlumiče a nastavení do polohy pro nejnižší hodnotu tlumení. Pro toto nastavení byl proveden test. Po testu byl přenastaven jeden ovládací prvek o sedminu jeho rozsahu. Následoval další test. S nastavováním jednoho prvku se po krocích pokračovalo, až bylo dosaženo možné maximum jeho nastavení. Posléze byl po krocích nastavován i druhý ovládací prvek. Před každým testem byla změřena síla vyvolaná tlakem plynů uzavřených ve vidlici. Také bylo zjištěna hodnota statické třecí síly. Tímto postupem byla zjištěna kompletní charakteristika tlumičů pro jejich různá nastavení.

### 5.3.3 VÝSLEDKY MĚŘENÍ



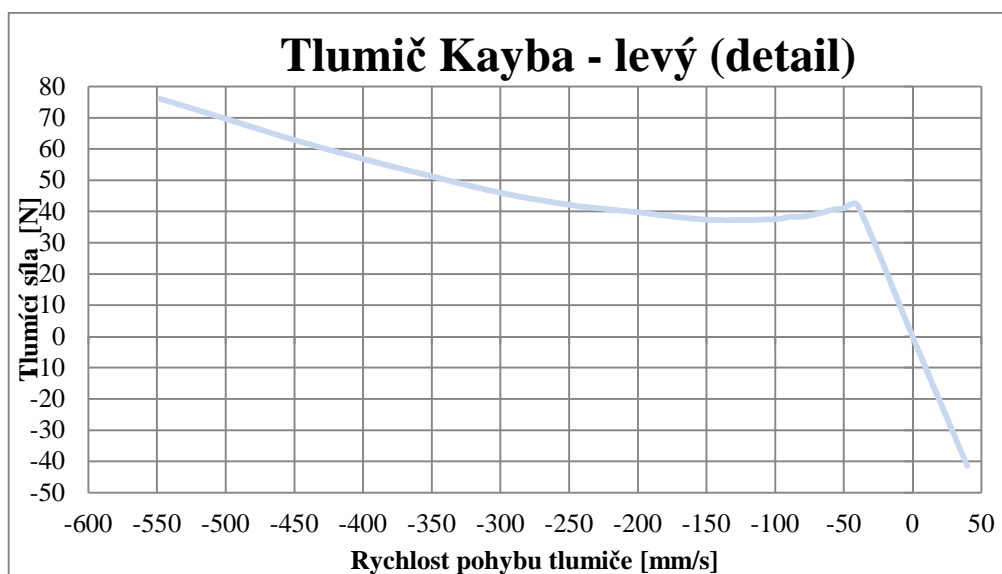
Obr. 36 Charakteristika tlumičů Showa

Průběh závislosti síly na stlačení pro levý a pravý tlumič značky Showa je v kompresní oblasti velmi vyrovnaný. Charakteristika při nastavené minimální i maximální hodnotě je pro oba tlumiče shodná, křivky se překrývají. V oblasti roztahování jsou patrné drobné rozdíly. Při maximálním nastavení útlumu roztahování nastává největší rozdíl při rychlosti 750 mm/s a činí 4,8 %, což odpovídá síle 31 N. Při nastavení minimálního útlumu roztahování je rozdíl v tlumící síle 17,9 % (19,8 N) při rychlosti 150 mm/s. Z hlediska nominálních hodnot, které při daných rychlostech figurují (-642 N při 750 mm/s, respektive -110 N při 150 mm/s), má na chování odpružení negativnější vliv odchylka při minimálním nastavení útlumu.



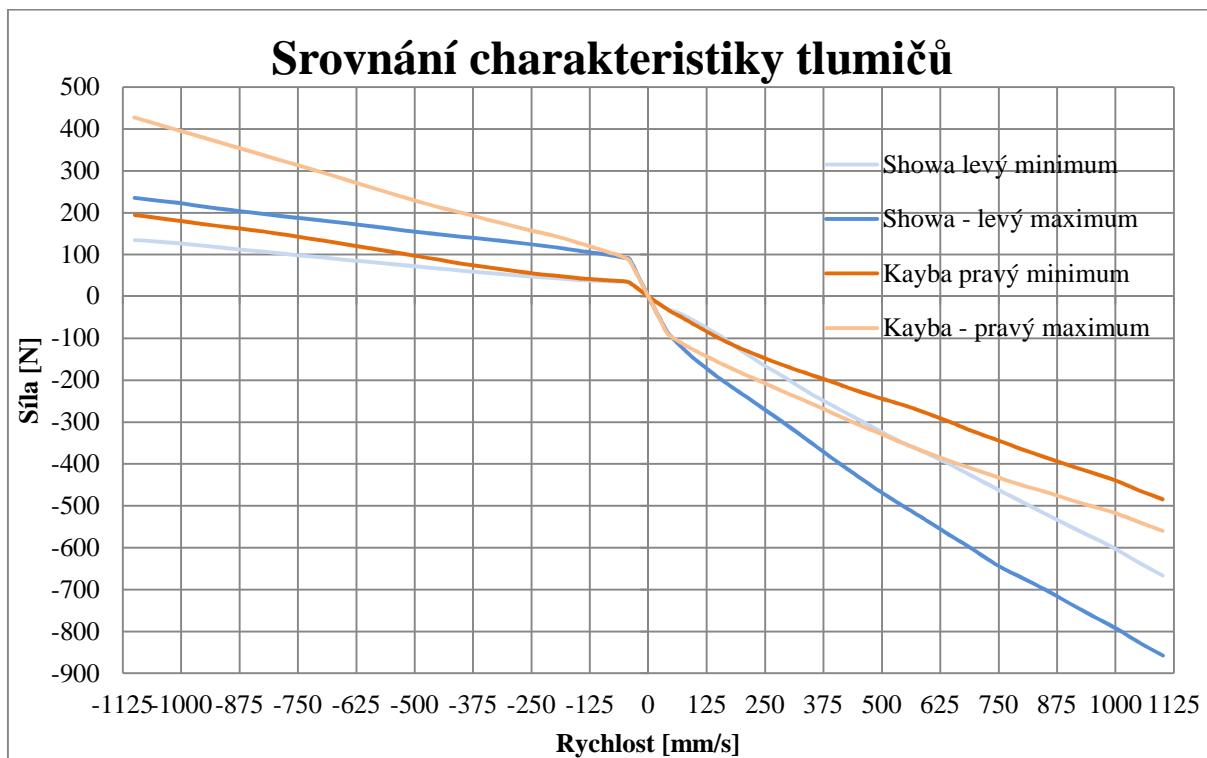
Obr. 37 Charakteristika tlumičů Kayba

Charakteristika tlumičů Kayba je rozdílná ve všech měřených oblastech. Toto může poukazovat na skutečnost, že vidlice nepocházejí z jednoho motocyklu a jsou jinak opotřebované, případně nemusí být ze stejné výrobní série. Rozdíly v tlumicí síle nastávají jak u komprese, tak u roztahování tlumiče. Největšího rozdílu při minimálním nastavení útlumu je dosaženo, pokud je tlumič roztahován rychlostí  $850 \text{ mm/s}$  a to  $10,2 \%$  ( $39,2 \text{ N}$ ). Jestliže je nastavena vidlice na maximální tlumení, nastává největší rozdíl  $8 \%$  ( $29,8 \text{ N}$ ) při rychlosti roztahování  $600 \text{ mm/s}$ . Dále je důležité si povšimnout zlomu křivky v oblasti komprese levého tlumiče (obr. 38).



Obr. 38 Detail charakteristiky tlumiče Kayba

Z průběhu závislosti tlumicí síly na rychlosti pohybu tlumiče je patrný pokles tlumicí síly v oblasti přechodu nízkorychlostního tlumení do oblasti vysokorychlostního tlumení. Při tomto přechodu dochází k otevírání přepouštěcích ventilů, které jsou ovládány kovovými planžetami. V tomto případě mají planžety nedostatečnou tuhost a při dosažení kritické rychlosti otevrou přepouštěcí ventily příliš rychle. Tím dojde k poklesu tlumicí síly. Tento jev společně s odchylkami v charakteristice tlumičů je nežádoucí a má nepříznivý vliv na chování odpružení.



Obr. 39 Srovnání charakteristiky tlumičů

Pro srovnání tlumičů byl vybrán pouze jeden z dvojice tlumičů. V oblasti nízkorychlostního tlumení komprese i roztahování se naměřená charakteristika tlumičů obou značek překrývá. Ovšem po přechodu do vysokorychlostní oblasti jsou zjevné velké rozdíly. Maximální tlumicí síla při stlačování rychlostí 1100 mm/s tlumiče Kayba je 1,8x větší než u tlumiče Showa. Naopak při roztahování stejnou rychlostí je výkonnější tlumič Showa a to 1,5x. Tlumiče Kayba nabízejí 2,3x širší spektrum nastavení kompresního útlumu (rozsah 233 N vs. 101 N při rychlosti 1100 mm/s). Při roztahování je tomu přesně naopak. Spektrum nastavení tlumiče Kayba je zde 2,5x užší než u Showy (191 N vs. 75 N při rychlosti 1100 mm/s). Pokud při porovnávání vezmeme v úvahu charakteristiku pružin, příslušející daným tlumičům, je možné vyvodit následující závěr. Nižší tlumení komprese vidlice Showa bude mít ve spojení s méně tuhým pružinám za následek rychlé stlačení vidlice. To bude mít pozitivní přínos na pohodlí jezdce, naproti tomu na dynamickou sílu působící mezi kolem a vozovkou to bude mít negativní dopad. Při následném vracení kola do původní pozice je tento pohyb více tlumen než v případě tlumiče Kayba, kolo se proto bude do výchozí polohy vracet pomalu. Tím může dojít k situaci, která je popsána v kapitole 2.3.

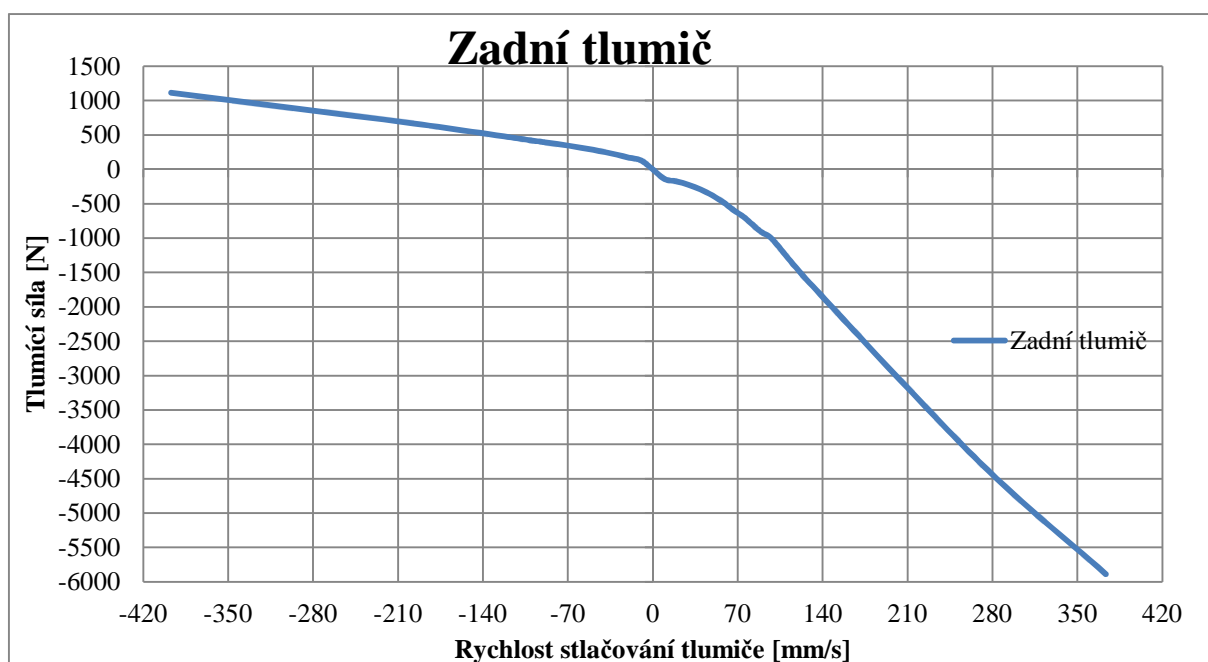
Dalším důležitým parametrem z hlediska chování vidlic je velikost statické třecí síly. Síla byla změřena před provedením každého testu. Při vyhodnocování byla síla pro jednotlivé

vidlice zprůměrována ze všech měření. Uvedena je zde tabulka 22, která obsahuje hodnoty statické třecí síly pro jednotlivé vidlice.

Tab. 22 Hodnoty statického tření pro jednotlivé vidlice

*	Kayba		Showa	
	Levá	Pravá	Levá	Pravá
<b>Statické tření [N]</b>	31,50	17,58	33,74	41,72

Z uvedených výsledků je patrný potenciál vidlic Kayba, kdy třecí síla v pravé je pouze 17,58 N, což je 1,9x, respektive 2,4x méně než u vidlic Showa. Čím nižší hodnota tření, tím lépe vidlice reaguje na drobné nerovnosti a nepřenáší je dále do podvozku. Levá vidlice Kayba má ale hodnotu tření téměř totožnou s levou vidlicí Showa, tedy o 79,2 % větší než u pravé vidlice Kayba. Při kontrole dílů nebyla nalezena žádná nesrovnalost, rozdíl je s největší pravděpodobností způsoben malým vyosením trubky a kluzáku. Stejný důvod bude příčinou rozdílu u vidlic Showa, zde činí 23,7 %.



Obr. 40 Charakteristika zadního tlumiče

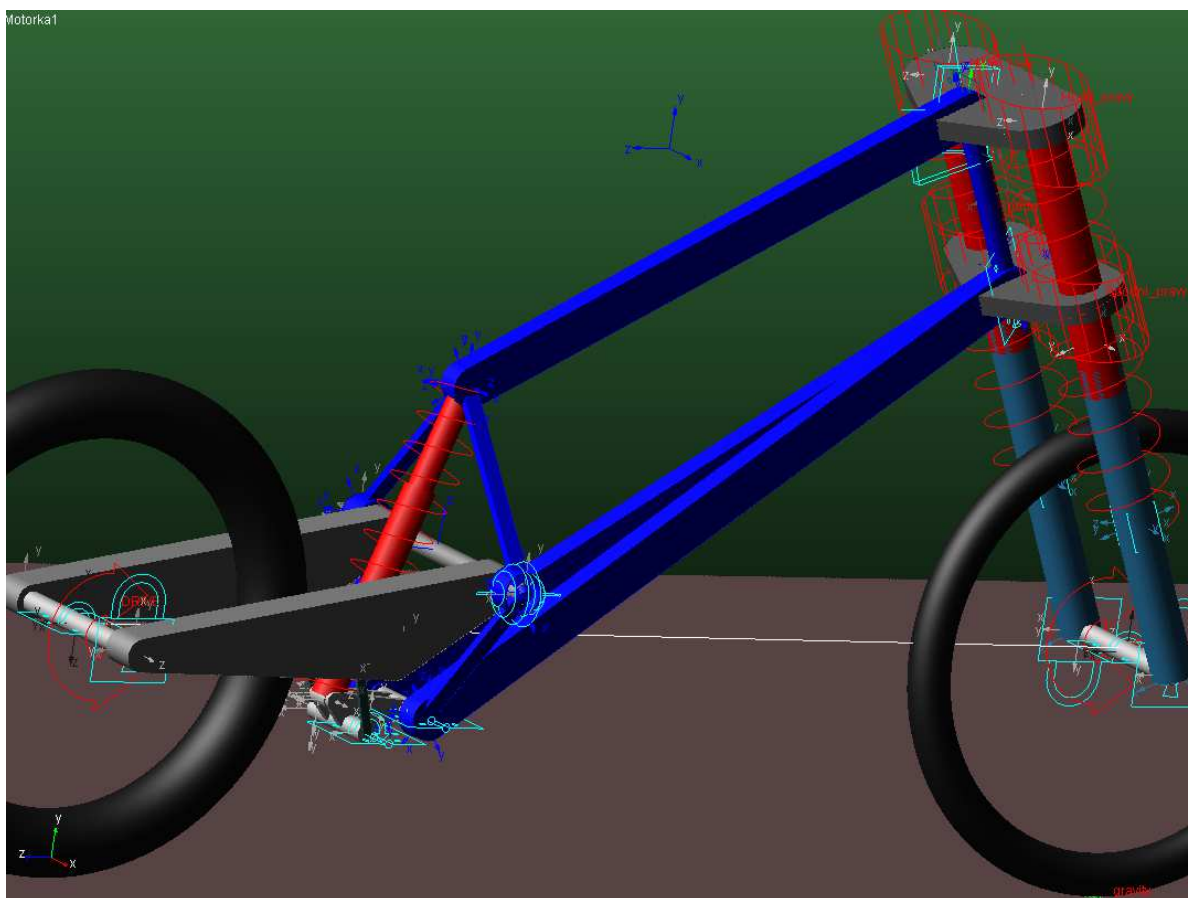
Pro úplnost byla změřena i charakteristika tlumiče zadní centrální jednotky. Charakteristiku byla získána pouze pro tovární nastavení tlumiče. Při jeho testování byla rychlost pohybu omezena na 400 mm/s neboť při vyšších rychlostech hrozilo překročení horního rozsahu měřicího tenzometru. Při kompresi dosahuje tlumící síla maxima 1115 N při rychlosti 400 mm/s. To je 5,28x menší síla než při roztahování stejnou rychlostí, tehdy je maximum tlumící síly rovno 5887,9 N.



## 6 MODEL MOTOCYKLU V ADAMS VIEW

Na základě naměřených dat mohl být vytvořen matematický model v programu Adams View. Tento model byl využit pro získání přehledu o působících silách v zavěšení předního kola. Výsledek simulace bude sloužit pro strukturální výpočet navrhnutých nosníků vidlic.

Jednotlivé části modelu motocyklu byly vytvořeny pomocí prvků z karty „Solid“ na záložce „Bodies“. Důležité bylo vytvořit správné vazby mezi jednotlivými komponenty tak, aby se zde nevyskytovaly žádné přebytečné vazby. Po několika iteracích s volbou vazeb proběhlo ověření úspěšně, model neobsahuje žádné přebytečné vazby.



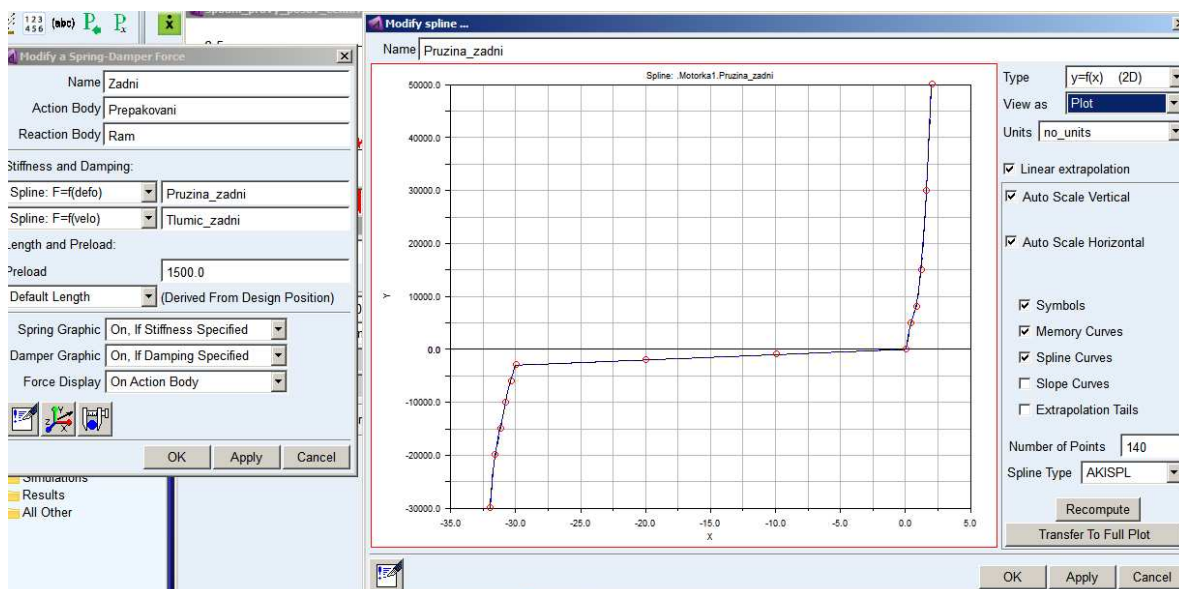
Obr. 41 Vytvořený model v prostředí Adams View

Pro nastavení těžiště do vypočtených hodnot byly vytvořeny dva prvky „Marker“, jejichž souřadnice odpovídají vypočteným parametrům při zatížení jezdce v zalehnuté pozici a samotnému motocyklu. Prvkům zavěšení kol byly nastaveny hmotnosti, které byly experimentálně zváženy. Ostatním komponentám byla hmotnost nastavena blízká se nule. Veškerá zbylá hmotnost tedy působí ve vytvořeném markeru (těžišti), což neodráží realitu, ale pro potřeby této simulace je toto nastavení postačující.

Dalším krokem ve vytváření modelu bylo nastavení vlastností pružin a tlumičů podle experimentálně změřených dat. Toho bylo dosaženo vytvořením „Data spline“ pro každý prvek odpružení. Následně byly jednotlivé „data spline“ přiřazeny příslušným částem. Při zadávání dat tlumičů musela být změněna znaménková konvence. Výsledné grafy pro charakteristiku tlumičů jsou zrcadlově převrácené kolem osy rychlosti stlačování. Před vytvořením charakteristik pružin byla provedena simulace zdvihů jednotlivých zavěšení, aby

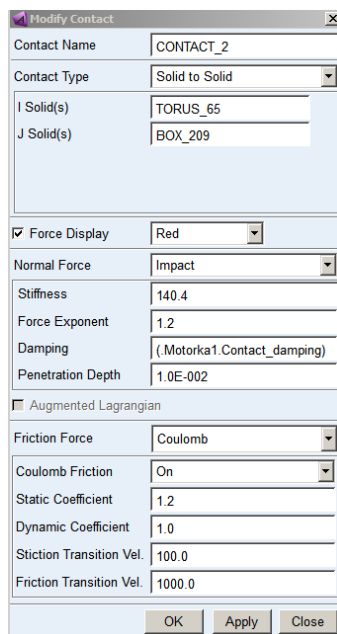


se mohl nastavit rozsah zdvihu odpovídající skutečnosti. Toho bylo dosaženo lokálním zvýšením tuhosti pružin na koncích zdvihu. Taktéž musela být změněna logika znamének. V modelu byla síla při stlačování chápána se záporným znaménkem. Toto nastavení je patrné z obrázku 42.



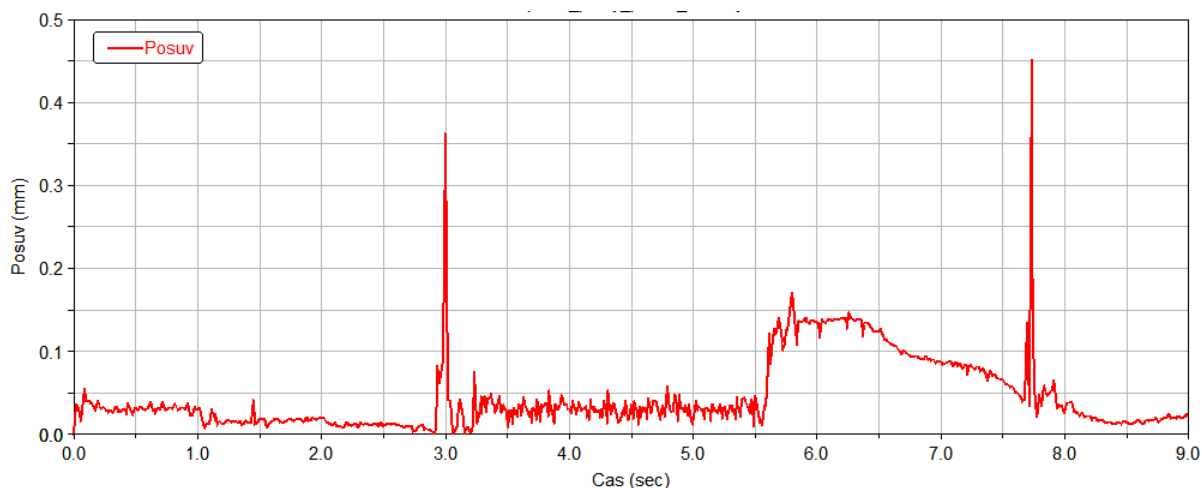
Obr. 42 Nastavení vlastností zadní pružiny

Následovalo vytvoření modelu vozovky a kontaktu mezi vozovkou a koly. Vozovku byla namodelována prvkem „Box“ s šířkou 3 m a délkou 142 m. Kontakt byl nastaven prvkem „Contact“ na záložce „Forces“, kartě „Special Forces“. Nastavení je následovné. Tuhost kontaktů je odpovídající skutečným hodnotám radiálních tuhostí pneumatik, tedy 180,3 N/mm pro přední, respektive 140,4 N/mm pro zadní pneumatiku. Tyto hodnoty byly na žádost sděleny výrobcem pneumatik, které jsou použity na motocyklu. Tlumení kontaktů má hodnotu 0,8 N/mm\*s. Tato hodnota měla pozitivní vliv na průběh působící síly v kontaktu. Hloubka proniknutí je nastavena na 0,01 mm. Dále byl nastaven Coulombův model tření s hodnotou koeficientu statického tření 1,2 a 1,0 pro koeficient dynamického tření. Tyto hodnoty neodpovídají skutečnému tření mezi pneumatikou a vozovkou. Bylo nutné zajistit dokonalý přenos sil mezi vozovkou a pneumatikou pro potřeby simulace, proto jsou tyto koeficienty nastaveny na vyšší hodnotu. Nastavení pro kontakt zadní pneumatiky s vozovkou je zaznamenán na obrázku 43.



Obr. 43 Nastavení kontaktu mezi vozovkou a kolem

Spojení teleskopických vidlic a jejich nosníků bylo provedeno prvky „Bushing“ na záložce „Forces“, kartě „Flexible connections“. Tento druh spojení dovoluje v modelu přenos sil mezi jednotlivými spojovacími uzly, což je výhodné právě z hlediska působících sil v jednotlivých nosnících. Zároveň ale umožňuje relativní pohyb součástí spojených tímto prvkem. Proto bylo zapotřebí nastavit vlastnosti (tuhost a tlumení) těchto spojovacích členů tak, aby vzájemný pohyb byl pokud možno nulový. Snižování posuvu bylo provedeno postupným zvyšováním tuhosti pružného uložení, od určité míry tuhosti ale dochází k výraznému „poškození“ průběhu působící síly v těchto uloženích. Vysoká tuhost uložení způsobuje výrazné silové špičky. Proto byla jako maximální hodnota posuvu v uložení zvolena  $0,5\text{ mm}$ , která z hlediska kinematiky modelu nemá zásadní vliv na výsledky. Tohoto se podařilo dosáhnout nastavením tuhosti na hodnotu  $20\text{ kN/mm}$ , která ještě nezpůsobuje silové špičky a zároveň je posuv udržen pod zvolenou maximální hodnotou. V průběhu simulace se hodnota celkového posuvu pohybuje do  $0,15\text{ mm}$ , pouze ve špičkách dochází k maximálnímu posuvu  $0,45\text{ mm}$ , což je patrné z grafu na obrázku 44. Dále bylo zapotřebí zvolit optimální hodnotu tlumení těchto prvků. Nastavená hodnota je  $1,189\text{ N/mm}\cdot\text{s}$ .



Obr. 44 Průběh celkového posuvu vidlice v pružném uložení v průběhu simulace

Po nastavení všech náležitostí bylo zapotřebí ověřit přesnost a funkčnost modelu. To bylo provedeno experimentálním změřením délek teleskopické vidlice a zadní centrální pružící a tlumící jednotky ve dvou variantách. Při zcela nezatíženém zavěšení, tedy ve vyváženém stavu a druhou variantou bylo změřeno délek při zatížení vlastní vahou motocyklu. V modelu bylo vytvořeno měření, které odpovídalo experimentálnímu provedení. V tabulce 23 jsou uvedeny naměřené a nasimulované hodnoty.

Tab. 23 Srovnání délek tlumičů při měření a simulaci

	Bez zatížení [mm]		Suchá hmotnost [mm]		S jezdcem [mm]	
	model	měření	model	měření	model	měření
<b>Přední vidlice</b>	727	727	710	710	697,8	698
<b>Zadní tlumič</b>	390,6	390	386,5	386	380,9	380

Z hodnot uvedených v tabulce je patrný rozdíl mezi experimentem a simulací v řádech desetin milimetru. Je tedy možné hovořit o úspěchu v podobě velmi přesného modelu.

Posledním krokem bylo provedení simulace, která bude respektovat maximální zatížení nosníků vidlic. K maximálnímu zatěžování nosníků dochází při brzdění, nejvíce při takovém, kdy se motocykl staví na přední kolo, tzv. „stoppie“. Dalším případem extrémního zatížení je dopad předního kola na vozovku poté, co se motocykl při akceleraci zvedl na zadní kolo, tzv. „wheelie“. Úkolem tedy bylo motocykl rozpohybovat hnacím momentem působícím na zadní kolo, který dokáže motocykl postavit na toto kolo a posléze pohyb motocyklu brzdit brzdícím momentem aplikovaným na přední kolo, který způsobí zvedání zadního kola od země. Hnací moment je předepsán funkcí STEP.

$\text{-STEP}(\text{time}, 1, 0, 1.1, 643000) * \text{STEP}(\text{time}, 2, 1, 2.1, 0.57) * \text{STEP}(\text{time}, 3.1, 1, 3.2, 0)$

Pomocí této funkce byl na zadní kolo mezi 1 až 2 s simulace aplikován hnací moment 643 Nm, posléze byl snížen koeficientem 0,57 a v 3,2 s bylo jeho působení zcela ukončeno. Ještě byla ověřena reálnost použití hnacího momentu o hodnotě 643 Nm. Z výrobcem udaných převodových poměrů a točivého momentu motoru byl vypočítán maximální možný hnací moment působící na zadním kole.

$$M_h = M_k \cdot i_p \cdot i_1 \cdot i_s = 100 \cdot 1,75 \cdot 2,73 \cdot 2,316 = 1107,68 \text{ Nm}$$

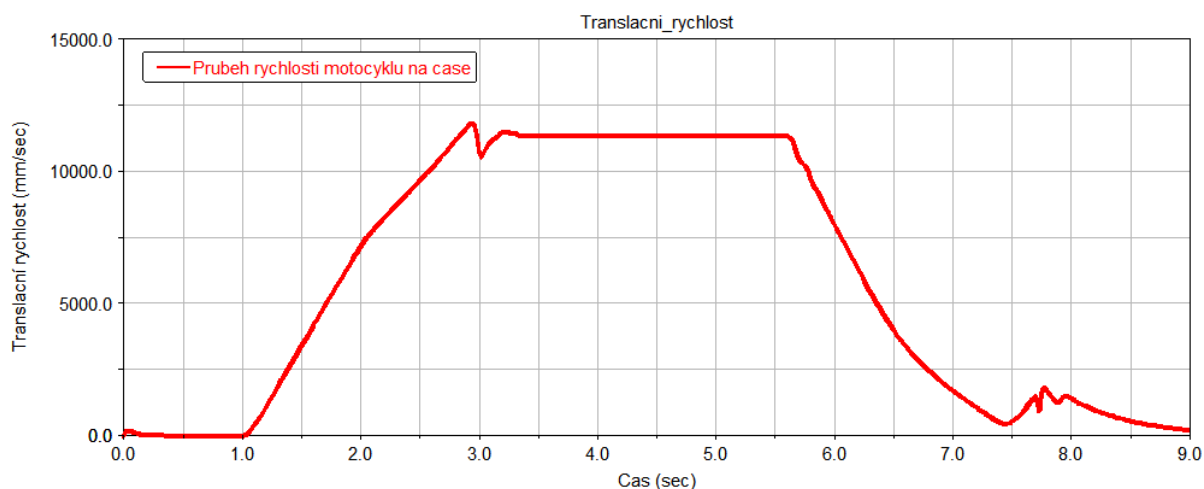
Tab. 24 Výpočet hnacího momentu

Maximální točivý moment motoru $M_k$ [Nm]	Primární převod $i_p$ [-]	Převodový poměr 1. rychlostního stupně $i_1$ [-]	Sekundární převod $i_s$ [-]	Točivý moment působící na zadním kole $M_h$ [Nm]
100	1,75	2,733	2,316	1107,68

Použitá hodnota hnacího momentu v simulaci je 1,72x menší než reálná maximální hodnota. Pro zadání brzdícího momentu byla rovněž využita funkce STEP.

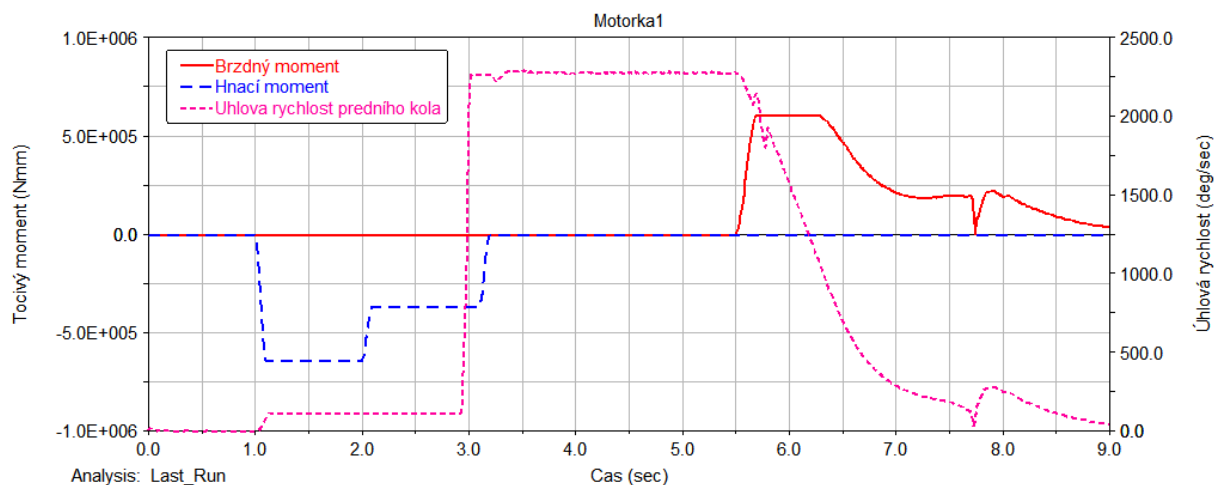
STEP(time,5.5,0,5.7,609000)\*STEP(WZ(marker\_211,marker\_212,marker\_212),-20,-1,20,1)

Takto předepsaný moment začal v 5,5 s simulace působit velikostí 609 Nm. Druhá funkce STEP má za úkol ohlídat otáčení kola, a pokud dojde k poklesu úhlové rychlosti pod zadanou mez, sníží hodnotu předepsaného brzdného momentu v rozmezí -1 až 1 násobku. Takto předepsaná funkce se zároveň postará o úplné zastavení motocyklu. Jelikož je hodnota brzdného momentu předepsána nižší než hodnota hnacího momentu, je zaručena její reálná hodnota. V následujícím grafu je patrný průběh rychlosti motocyklu.



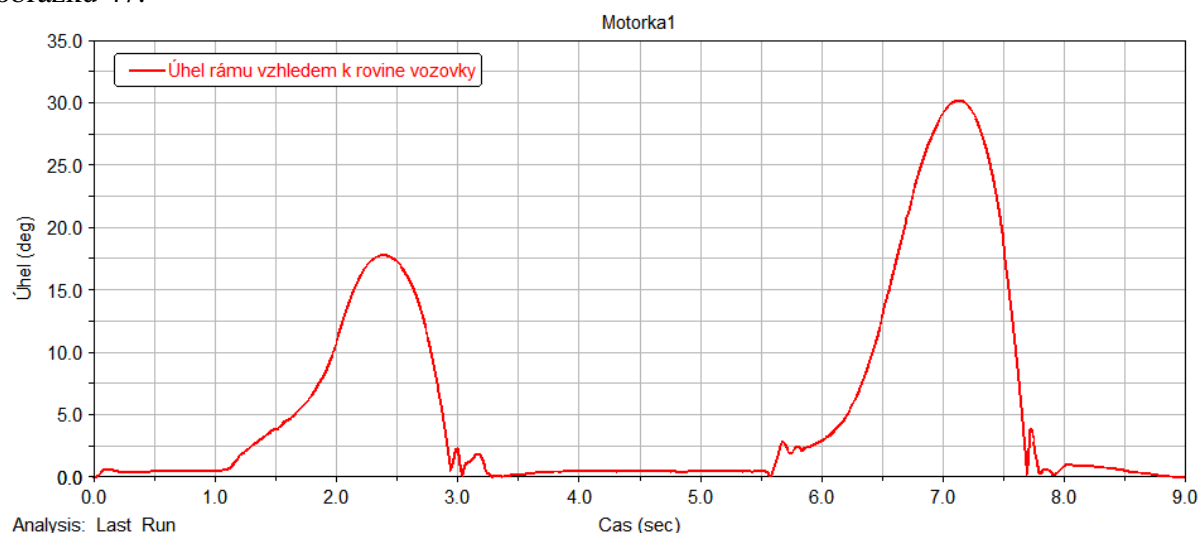
Obr. 45 Závislost rychlosti motocyklu na čase simulace

Rychlost pohybujícího se motocyklu mezi 3 až 5,5 s je rovna přibližně 41 km/h. Skok v průběhu rychlosti kolem 3 s je způsoben dopadem nerotujícího předního kola na vozovku (po aplikaci hnacího momentu přední kolo ztrácí kontakt s vozovkou, není tedy roztáčeno), stejně je tomu u konce simulace mezi 7 - 8 s, kdy na vozovku dopadá zadní kolo, které si zachovává při brzdění předního kola rotační rychlost. Dále je zajímavé sledovat zejména průběh brzdného momentu a úhlové rychlosti předního kola (obr. 46).



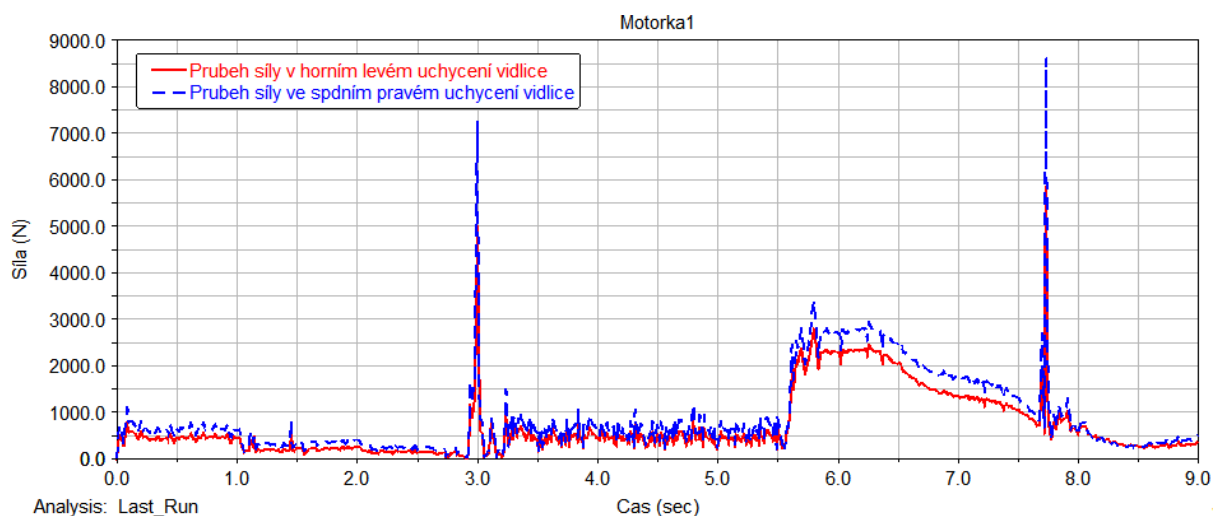
Obr. 46 Závislost působících momentů a úhlové rychlosti předního kola na čase simulace

Z grafu je patrné působení hnacího momentu od 1 s simulace. Jeho hodnota je záporná, aby bylo docíleno správného smyslu otáčení kola. Následně je snížen předepsaným koeficientem, aby ve 3,2 s přestal působit úplně. V 5 s je podle předpisu aplikován brzdňý moment na předním kole. S postupným snižováním úhlové rychlosti předního kola je zároveň podle funkce snižován i brzdňý moment. V čase 7,7 s začíná docházet ke skluzu kola, to je následováno snížením brzdňého momentu. Po opětovném roztočení kola je brzdňý moment znova aplikován. Jak jednotlivé momenty působí na naklonění rámu je patrné z grafu na obrázku 47.



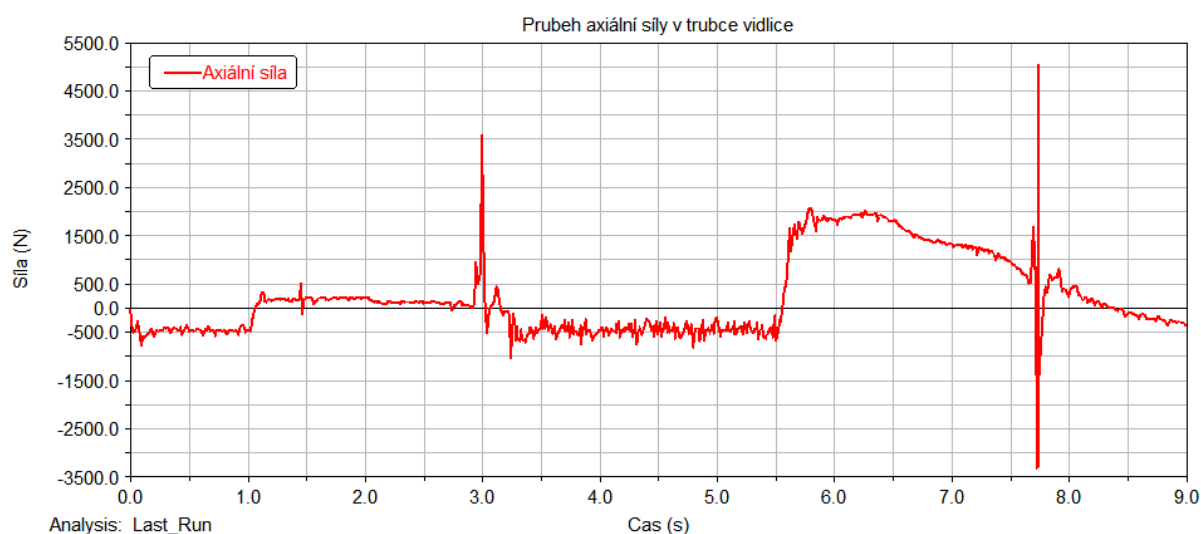
Obr. 47 Poloha rámu vůči rovině vozovky

Hnací moment zvedne motocykl kolem osy kola téměř o  $18^\circ$ . Po dopadu předního kola zpět na zem pokračuje konstantní rychlostí do doby aplikace brzdňého momentu, který způsobí zvedání zadního kola o  $30^\circ$  od roviny vozovky. Tyto úhly naklonění jsou dostatečné pro vyšetření maximálních působících sil v zavěšení předního kola. Při brzdění dojde k nárůstu síly v nosnících na určitou hodnotu, na které následně setrvává. Aplikace většího momentu by pouze urychlila nárůst této síly, avšak maximální hodnotu by neovlivnila. Průběh sil působících v horním a spodním nosníku je vidět na obrázku 48.

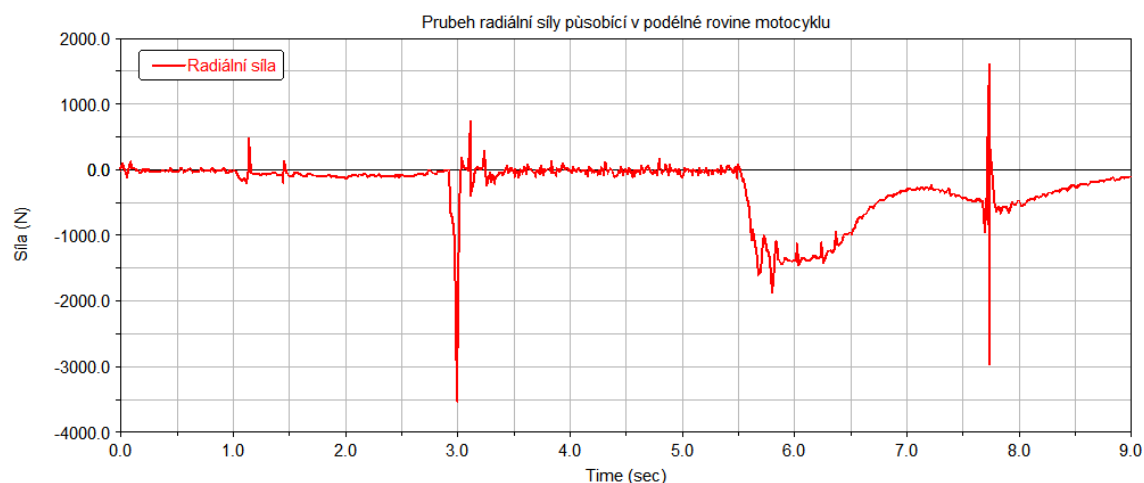


Obr. 48 Průběh celkové velikosti sil v závislosti na čase

Podle předpokladu průběh celkových sil v horním a spodním uchycení koresponduje. Liší se pouze hodnotami působících sil. Hodnota síly při brzdění je v horním nosníku nižší o 15 %. Síla při brzdění ve spodním nosníku se pohybuje okolo 3 kN. Špičky sil, které se vytvářejí při dopadu jednotlivých kol zpět na vozovku, jsou dány vlastností modelu. Model neobsahuje hydraulické či pryžové dorazy, které jsou součástí motocyklu, proto při dopadu kol v modelu dochází k dorážení jednotlivých částí a vytváření silových špiček. Ve skutečnosti budou špičky také přítomny, ale s nižšími hodnotami. Pro potřeby strukturální analýzy v programu Ansys Workbench byly také vyšetřeny síly působící v trubce vidlice v místě horního uložení pružiny. V tomto místě byl vytvořen marker, s logikou souřadného systému, kdy osa x je shodná s osou vidlice, osa y poté leží v podélné rovině motocyklu. Velikost těchto sil v průběhu simulace je patrná z obrázků 49 a 50. Síla působící v příčném směru na trubku se podle předpokladu blíží nule.



Obr. 49 Průběh axiální síly působící na trubku vidlice



Obr. 50 Průběh radiální síly působící na trubku vidlice

V axiálním směru je maximum působící síly rovno 5057 N při dopadu zadního kola na vozovku, avšak při brzdění se hodnota síly dostává pouze k hranici 2 kN. V radiálním směru je trubka namáhána maximální silou 3500 N při dopadu předního kola na vozovku. Při brzdění roste síla, která bude v nosnících vyvolávat krut, k hodnotě 1,5 kN.

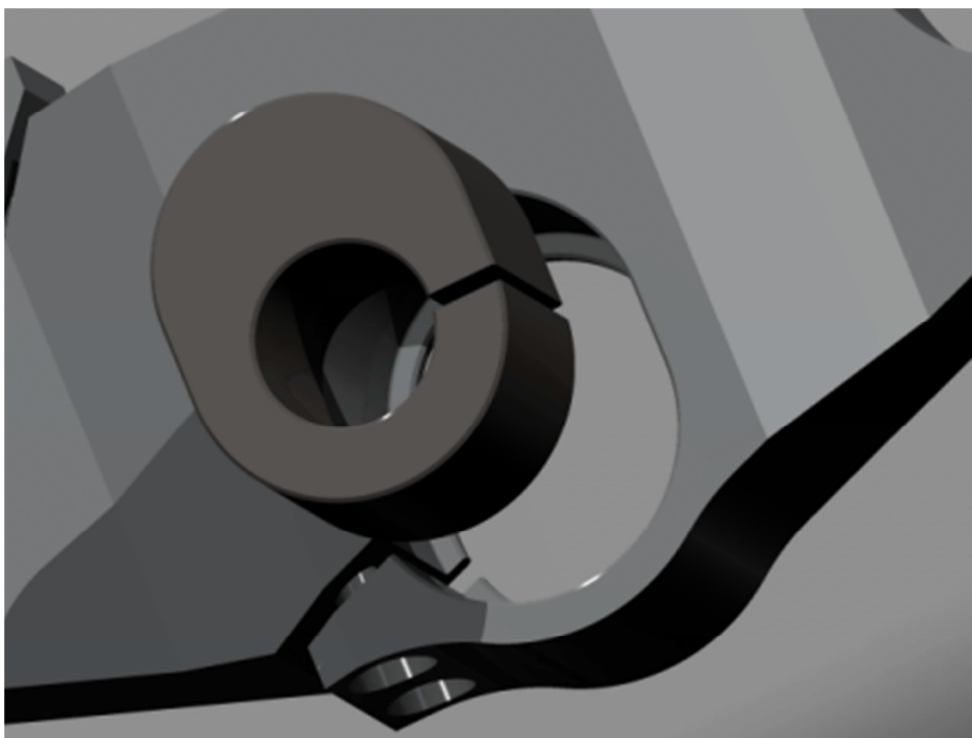


## 7 KONSTRUKCE NOSNÍKŮ PŘEDNÍ TELESKOPICKÉ VIDLICE

Na základě vyšetřených sil působících v zavěšení přední motocyklové vidlice byl proveden konstrukční návrh v CAD modeláři PTC Creo 2.0. Návrh nových nosníků musí vycházet z následujících požadavků:

- zachování dostatečné šířky ve spodní části vidlice pro montáž předního kola (rozteč vidlic)
- možná změna velikosti přesazení osy předního kola od osy řízení
- svěrný spoj zajišťující bezpečné upevnění vidlic
- dostatečná tuhost pro přesné vedení kola
- snadná vyrobitelnost

Provedení uchycení osy kola je pro oba typy vidlic shodné, proto je v návrhu zachována rozteč původních nosníků, tedy  $210\text{ mm}$ . Změna vzdálenosti osy řízení od spojnice os vidlic (offset) je umožněna následujícím způsobem. V nosnících je vytvořen otvor oválného tvaru, do kterého se vkládají vložky stejného tvaru s dírou, jejíž průměr odpovídá průměru osy řízení. Změnou vzdálenosti mezi osou díry a okrajem vložky je dosaženo změny offsetu. Pro nastavování offsetu je nutná sada vložek tvořená vždy dvojicí, pro horní a spodní nosník, se stejnou vzdáleností mezi spojnicí os vidlic a osou díry vložky. Lépe patrné to je z příloženého obrázku 51.

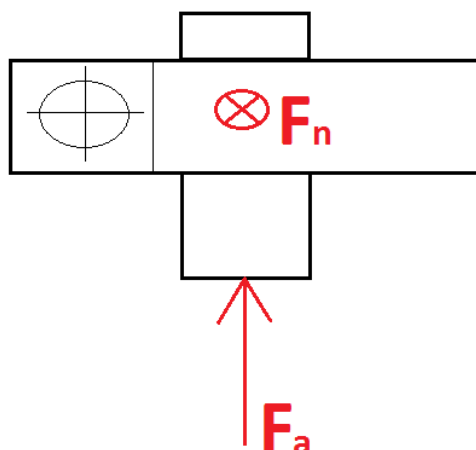


*Obr. 51 Detail excentrické vložky*

### 7.1 ANALYTICKÉ VYŠETŘENÍ SVĚRNÝCH SPOJŮ

Otvor v nosníku je na spodní straně opatřen lemem, který udržuje vložku na požadovaném místě před utažením šroubů svěrné objímky, nemá žádnou nosnou funkci. Zajištění spoje nosník–vložka a vložka–osa řízení je tedy zajištěno svěrným spojem. Při výpočtu svěrného spoje je uvažováno působení sil vyšetřených simulací. Výsledná axiální síla se skládá ze

složky sil tíhových (tíhová síla od váhy motocyklu a od váhy zavěšení předního kola) a sil od zavěšení (síla pružiny, síla od zrychlení kola). Tedy maximální axiální síla působící ve vidlici je  $5057\text{ N}$ . Radiální síly neovlivňují schopnost spoje plnit požadovaný úkol, tedy zajistit díly vůči vzájemnému osovému posuvu. Pro výpočet svěrného spoje osy řízení se musí síla působící ve vidlici zdvojnásobit, neboť na nosníky působí vidlice dvě. Hodnota potřebné třecí síly spoje byla zvýšena součinitelem prokluzu  $k_p=1,5$ . Výsledná třecí síla spoje by tedy měla být rovna  $15171\text{ N}$ . Tato zvolená bezpečnost je dostatečná, vzhledem k tomu, že maximální osová síla působí pouze při dopadu kola na zem, kdy vlastnosti matematického modelu neodpovídají skutečnosti. Pokud bude zjištěna hodnota bezpečnosti  $k_r$  vůči axiální síle ve vidlici působící při brzdění ( $2090\text{ N}$ ) je rovna  $3,63$ . Výpočet potřebné normálové síly vychází z úvahy na obrázku 43.



Obr. 52 Silové působení ve svěrném spoji

Pro výpočet potřebné normálové síly jednoho spoje bylo uvažováno rozdělení celkové normálové síly v poměru shodném s poměrem výšek spojů v nosnících. Výška spoje ve spodním nosníku je  $42\text{ mm}$ , v horním  $29\text{ mm}$ . Koeficient tření  $f_1$  mezi hliníkovými slitinami se nepodařilo zjistit, proto je ve výpočtech uvažována konzervativní hodnota  $f_1=0,1$ . Z vypočtené normálové síly je následně vypočítán stykový tlak.

Tab. 25 Parametry spoje

<b>Zatěžující síla <math>F_t</math> [N]</b>	15 171
<b>Koeficient tření <math>f_1</math> [-]</b>	0,1
<b>Výška spoje horního nosníku <math>a</math> [mm]</b>	29
<b>Výška spoje spodního nosníku <math>b</math> [mm]</b>	42
<b>Poměr výšek spojů <math>a/b</math> [-]</b>	1,45

$$F_N = \frac{F_t}{f_1} = \frac{15\,171}{0,1} = 151\,710\text{ N} \quad (19)$$

Odtud je vypočtena normálová síla v horním  $F_{N_h}$  a spodním  $F_{N_s}$  uchycení osy řízení.

Tab. 26 Vlastnosti zamýšleného materiálu pro výrobu nosníků [18]

<b>Materiál</b>	<b>Mez pevnosti v tahu <math>R_m</math> [MPa]</b>	<b>Mez kluzu <math>R_{p0,2}</math> [MPa]</b>	<b>Dovolený stykový tlak [MPa]</b>
<b>EN AW 6061</b>	290	250	90

$$F_{Nh} = \frac{F_N}{a+b} \cdot a = \frac{151\,710}{71} \cdot 29 = 61\,966,1 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{Ns} = \frac{F_N}{a+b} \cdot b = \frac{151\,710}{71} \cdot 42 = 89\,743,9 \text{ N} \quad (21)$$

Nyní je možné provést výpočet svěrného tlaku na jednotlivých plochách (osa řízení, vložka) podle rovnice (22). Velikost ploch byla zjištěna měřením v CAD programu PTC Creo 2.0 a je uvedena v tabulce 26.

Tab. 27 Přehled velikosti ploch ve spojích

<b>Horní nosník</b>	<b>Válcová plocha – styk osa řízení – vložka</b> $S_{h1} [mm^2]$	1878,1
	<b>Oválná plocha – styk nosník-vložka</b> $S_{h2} [mm^2]$	3994,2
<b>Spodní nosník</b>	<b>Válcová plocha – styk osa řízení-vložka</b> $S_{s1} [mm^2]$	3874,2
	<b>Oválná plocha – styk nosník-vložka</b> $S_{s2} [mm^2]$	6033,7

$$p = \frac{F_N}{S} \quad (22)$$

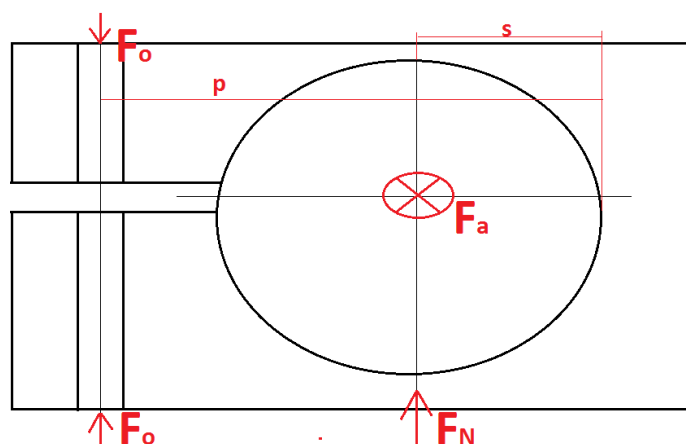
$$p_{h1} = \frac{F_{Nh}}{S_{h1}} = \frac{61\,966,1}{1\,878,1} = 33,0 \text{ MPa} < p_d$$

$$p_{h2} = \frac{F_{Nh}}{S_{h2}} = \frac{61\,966,1}{3\,994,2} = 15,5 \text{ MPa} < p_d$$

$$p_{s1} = \frac{F_{Ns}}{S_{s1}} = \frac{89\,743,9}{3\,874,2} = 23,2 \text{ MPa} < p_d$$

$$p_{s2} = \frac{F_{Ns}}{S_{s2}} = \frac{89\,743,9}{6\,033,7} = 14,9 \text{ MPa} < p_d$$

Vypočtený stykový tlak zaručuje pevnost spojení. Jeho hodnotu je potřeba porovnat s dovolenou hodnotou stykového tlaku pro zamýšlenou hliníkovou slitinu EN AW 6061. Dále je zapotřebí vypočítat provozní předpětí šroubů spoje. To je provedeno na základě parametrů spoje. Schéma spoje je na obrázku 53.



Obr. 53 Silové poměry ve svěrné objímce

Vzdálenost středu otvoru od okraje otvoru  $s$  je  $20\text{ mm}$ . Rameno  $r$ , na kterém působí předpětí šroubu má délku  $46\text{ mm}$ . Toto platí pro spoj v horním i spodním nosníku. Na základě statické rovnováhy je vypočítáno potřebné předpětí šroubů.

$$F_o \cdot p = F_N \cdot s \quad (23)$$

$$F_{oh} = \frac{F_{Nh} \cdot s}{r} = \frac{61\,966,1 \cdot 20}{46} = 26\,941,8\text{ N}$$

Na horním nosníku je uvažováno použití dvou šroubů, tedy:

$$F_{oh1} = \frac{F_{oh}}{2} = \frac{26\,941,8}{2} = 13\,470,9\text{ N}$$

Je zamýšleno použití šroubů M6 s válcovou hlavou třídy 12.9. Tabulka 8-1 na str. 420 [16] udává průřez jádra šroubu této velikosti  $S_3 = 17,9\text{ mm}^2$ . Pro třídu šroubů 12.9 jsou v tabulce 8-8 na str. 442 [16] **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** uvedeny následující údaje:

Tab. 28 Mechanické vlastnosti šroubů podle ISO

<b>Pevnostní třída ISO</b>	<b>Zkušební napětí <math>S_p</math> [MPa]</b>	<b>Minimální pevnost v tahu <math>R_m</math> [MPa]</b>	<b>Minimální dolní mez kluzu <math>R_{eL}</math> [MPa]</b>
12.9	970	1220	1100
10.9	830	1040	940

Z těchto dat je možné spočítat bezpečnost šroubu  $k_s$ .

$$k_{sh} = \frac{R_{eL}}{\sigma} = \frac{S_3 \cdot R_{eL}}{F_{oh1}} = \frac{17,9 \cdot 1100}{13\,470,9} = 1,46 \quad (24)$$

Posledním krokem je výpočet potřebného utahovacího momentu  $M$  podle vzorce (25) [16]

$$M = K \cdot F_{o1} \cdot d \quad (25)$$

kde  $K$  je součinitel utahovacího momentu,  $F_{o1}$  je síla předpětí šroubu a  $d$  je jmenovitý průměr závitu šroubu. Tabulka 8-14 na str. 450 uvádí hodnotu součinitele utahovacího momentu rovnu  $0,18$  pro mazané závity.

$$M_h = K \cdot F_{oh1} \cdot d = 0,18 \cdot 13\,470,9 \cdot 0,006 = 14,5\text{ Nm}$$

Pro šrouby objímky ve spodním nosníku probíhá výpočet analogicky, proto uvádím pouze tabulku 28 s vypočtenými hodnotami. Třída a materiál šroubů jsou shodné.

Tab. 29 Výpočet šroubů spodní objímky osy řízení

<b>Celkové předpětí šroubů <math>F_{os}</math> [N]</b>	<b>Počet šroubů <math>n_s</math> [-]</b>	<b>Síla předpětí na jeden šroub <math>F_{os1}</math> [N]</b>	<b>Bezpečnost šroubů <math>k_{ss}</math> [-]</b>	<b>Utahovací moment <math>M_s</math> [Nm]</b>
39 019,1	3	13 006,4	1,51	14

Výpočtu musely být také podrobeny svěrné objímky samotných vidlic. Zatížení spoje axiální silou vychází taktéž ze simulace. Na jednu vidlici působí výše zmíněná osová síla 5057 N. Z této hodnoty je vycházeno při konstrukčním návrhu objímek. Hodnota působící síly je opět zvýšena koeficientem prokluzu  $k_p=1,5$ . Výsledná třecí síla spoje musí odpovídat hodnotě 7585,5 N. Jak bylo zdůrazněno výše, je hodnota 1,5 součinitele prokluzu dostatečná. Postup výpočtu je shodný s výpočtem spoje osy řízení. Proto jsou uvedeny pouze tabulky se vstupními údaji a výsledky.

Tab. 30 Zatěžující síla a poměry svěrných spojů

<b>Zatěžující síla <math>F_t</math> [N]</b>	7585,5
<b>Koeficient tření <math>f_l</math> [-]</b>	0,1
<b>Výška spoje horního nosníku <math>a_t</math> [mm]</b>	22
<b>Výška spoje spodního nosníku <math>b_t</math> [mm]</b>	45
<b>Poměr výšek spojů <math>a_t/b_t</math> [-]</b>	2,05

Tab. 31 Silové zatížení spoje

<b>Celková normálová síla</b>	<b><math>F_{Nn}</math> [N]</b>	75855
<b>Horní nosník</b>	<b>Normálová síla <math>F_{Nnh}</math> [N]</b>	24907,61
	<b>Plocha styku <math>S_h</math> [mm<sup>2</sup>]</b>	3367,5
	<b>Stykový tlak <math>p_h</math> [MPa]</b>	7,39647
<b>Spodní nosník</b>	<b>Normálová síla <math>F_{Nns}</math> [N]</b>	50947,39
	<b>Plocha styku <math>S_s</math> [mm<sup>2</sup>]</b>	7321
	<b>Stykový tlak <math>p_s</math> [MPa]</b>	6,959075

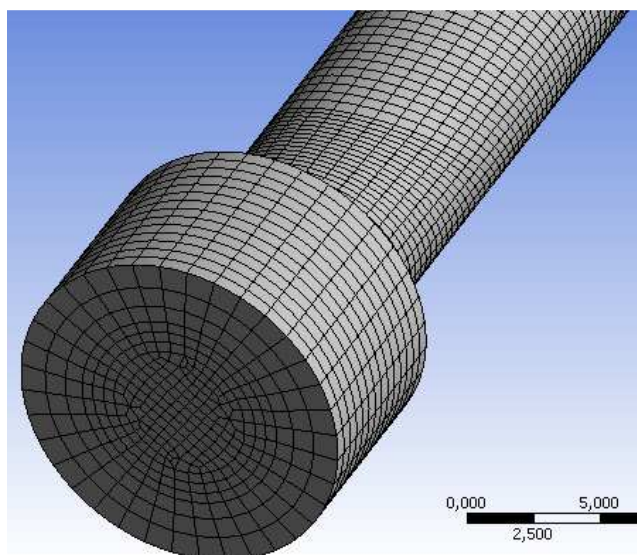
Tab. 32 Výpočet šroubů nosníků

<b>Horní nosník</b>	<b>Poloměr díry pro vidlici</b>	<b><math>s_{nh}</math> [mm]</b>	25
	<b>Rameno šroubu</b>	<b><math>r_{nh}</math> [mm]</b>	57
	<b>Celková síla předpětí</b>	<b><math>F_{onh}</math> [N]</b>	10924,4
	<b>Počet šroubů</b>	<b><math>n_{sh}</math> [-]</b>	1
	<b>Síla předpětí na jeden šroub</b>	<b><math>F_{onh1}</math> [N]</b>	10924,4
	<b>Jmenovitý průměr šroubu</b>	<b><math>d_h</math> [mm]</b>	8
	<b>Průřez jádra šroubu</b>	<b><math>S_{3h}</math> [mm<sup>2</sup>]</b>	32,8
	<b>Bezpečnost šroubů</b>	<b><math>K_{sh}</math> [-]</b>	2,7
	<b>Utahovací moment</b>	<b><math>M_{nh}</math> [Nm]</b>	15,7
<b>Spodní nosník</b>	<b>Poloměr díry pro vidlici</b>	<b><math>s_{ns}</math> [mm]</b>	27
	<b>Rameno šroubu</b>	<b><math>p_{ns}</math> [mm]</b>	62
	<b>Celková síla předpětí</b>	<b><math>F_{ons}</math> [N]</b>	22186,8
	<b>Počet šroubů</b>	<b><math>n_{ss}</math> [-]</b>	3
	<b>Síla předpětí na jeden šroub</b>	<b><math>F_{ons1}</math> [N]</b>	7395,6
	<b>Jmenovitý průměr šroubu</b>	<b><math>d_s</math> [mm]</b>	6
	<b>Průřez jádra šroubu</b>	<b><math>S_{3s}</math> [mm<sup>2</sup>]</b>	17,9
	<b>Bezpečnost šroubů</b>	<b><math>K_{sns}</math> [-]</b>	2,17
	<b>Utahovací moment</b>	<b><math>M_{ns}</math> [Nm]</b>	8

## 7.2 ANALÝZA V PROGRAMU ANSYS WORKBENCH

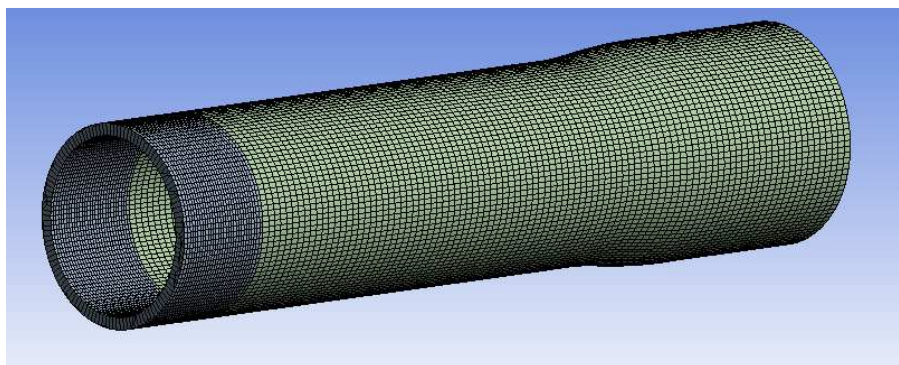
Analytický výpočet byl následován strukturální analýzou v programu ANSYS Workbench. Modely určené k analýze se ukázaly jako výpočetně velmi náročné a vzhledem k nízkému výkonu hardwaru, na kterém byly výpočty prováděny, zabíraly mnoho času. Náročnost výpočtu je dána především stykem součástí, kdy válcové kontakty jsou z hlediska konvergence výpočtu záludné. Výpočet jedné objímky zabral v průměru 9000 s, tedy 2,5 h. Bylo prověřováno mnoho možností provedení svěrných spojů, některé varianty byly následně upravovány. Celkem bylo provedeno přibližně 90 analýz. Z těchto jsou vybrány 3 varianty, které budou dále popsány.

V první řadě byly specifikovány vlastnosti použitých materiálů, následně byly upraveny modely z CAD modeláře po potřeby vytvoření kvalitní sítě konečných prvků (sloučení nebo rozdělení objemů, ploch, hran objektů, odstranění zaoblení, zkosení a jiných detailních prvků modelů). Šrouby byly vždy vysítovány metodou „MultiZone“, pro kterou byla specifikována válcová plocha inflace s nastavením „First layer thickness“ a počet prvků na obvodu válcových ploch.



Obr. 54 Vytvořená síť prvků na šroubu

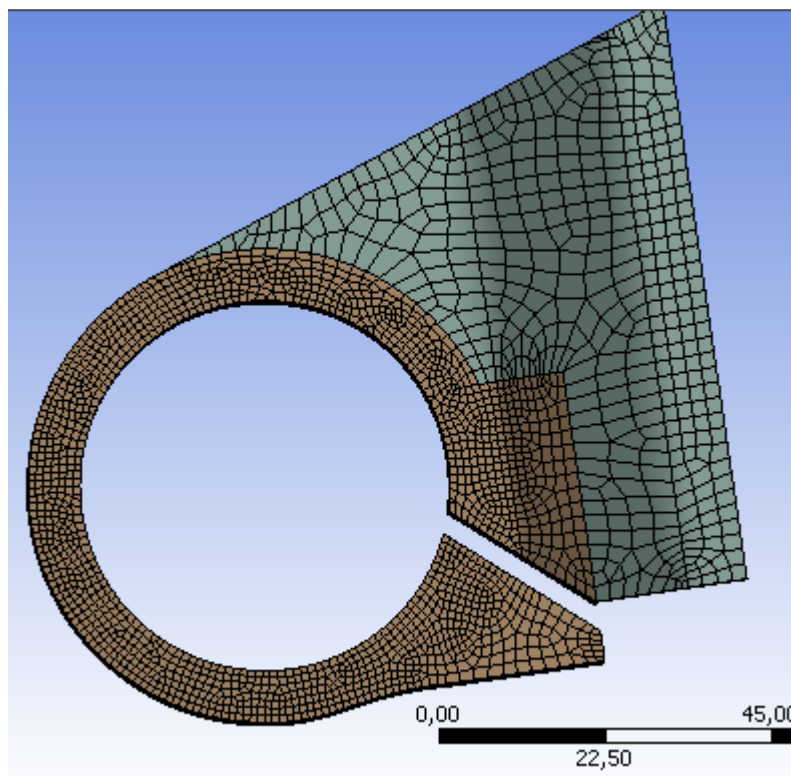
Metoda síťování trubky vidlice byla vždy nastavena na „Sweep“ a v místě styku se svěrnou objímkou byla nastavena lokální velikost prvků na 1 mm.



Obr. 55 Vytvořená síť prvků na trubce vidlice

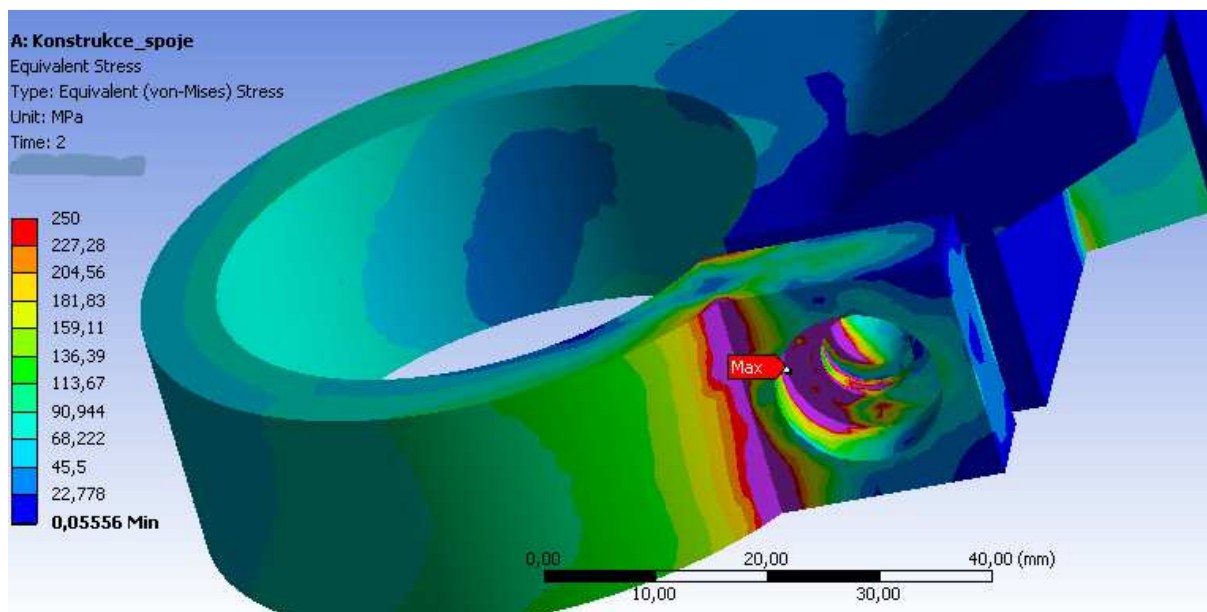


Nosník vidlic byl pro účely analýzy vhodnosti tvaru svěrné objímky omezen pouze na polovinu. Dále byl jeho objem rozdělen na dvě části. Na celý nosník byla použita metoda „HexDominant“ s řízenou velikostí prvků. V oblasti spojů (trubka vidlice, šroub) byla zjemněna.



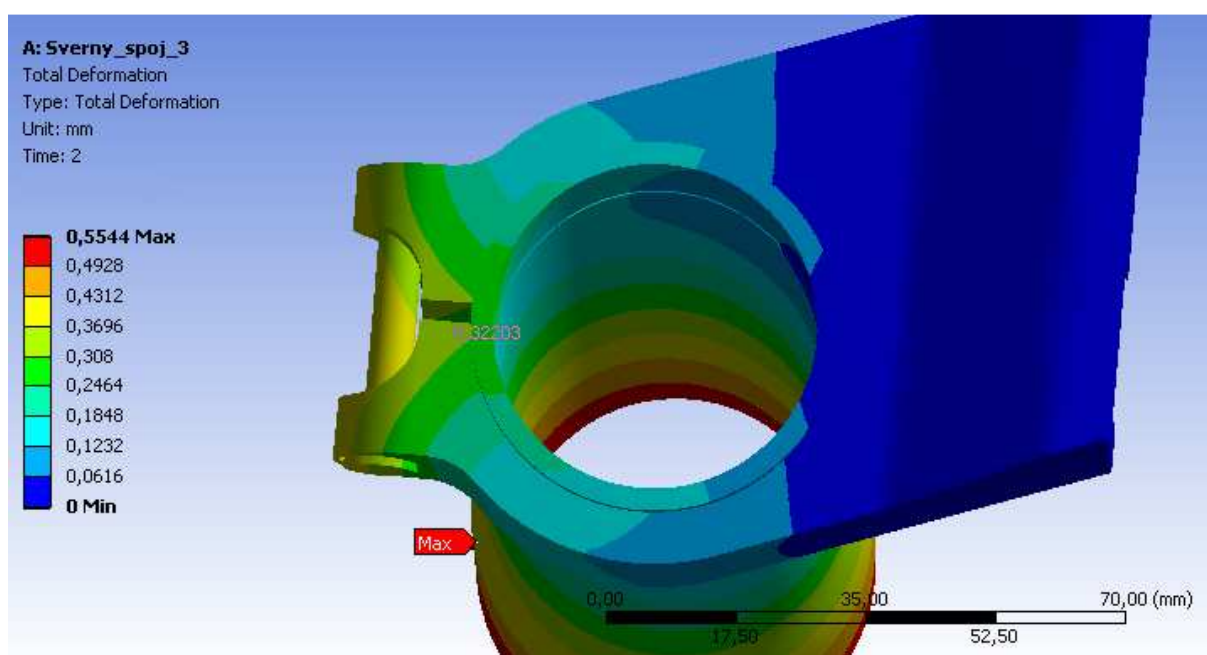
Obr. 56 Vytvořená síť prvků na svěrné objímce

Dalším krokem bylo nastavení kontaktů. Mezi nosníkem a trubkou vidlice byl nastaven typ kontaktu na „Frictional“ s uvedenou hodnotou součinitele tření  $f_t=0,1$ . Detekční metoda byla nastavena na „Nodal-projected normal from contact“, která porovnává překrytí jednotlivých prvků a měla by zaručovat lepší konvergenci výpočtu, ale prodlužuje výpočetní čas. Kontakt válcové plochy šroubu s dírou v nosníku byla nastavena jako „Bonded“ a čelní ploše byl přiřazen kontakt „Frictional“ opět s hodnotou součinitele tření  $f_t=0,1$ . Okrajové podmínky byly pro všechny analýzy shodné. Na plochu šroubu, která nefiguruje v kontaktu, byla aplikována síla „Bolt pretension“ s vypočtenou hodnotou. V místě řezu byl nosníku zamezen jakýkoliv pohyb vazbou „Fixed support“. Toto bylo nastaveno pro první krok výpočtu. V druhém kroku výpočtu byla síla předpětí šroubu uzamčena a aplikovala se axiální síla na čelní plochu kluzáku pro ověření únosnosti spoje. Hodnota této síly byla nastavena na 2490 N. Výsledky pro jednotlivé typy objímek jsou shrnuty na následujících obrázcích.



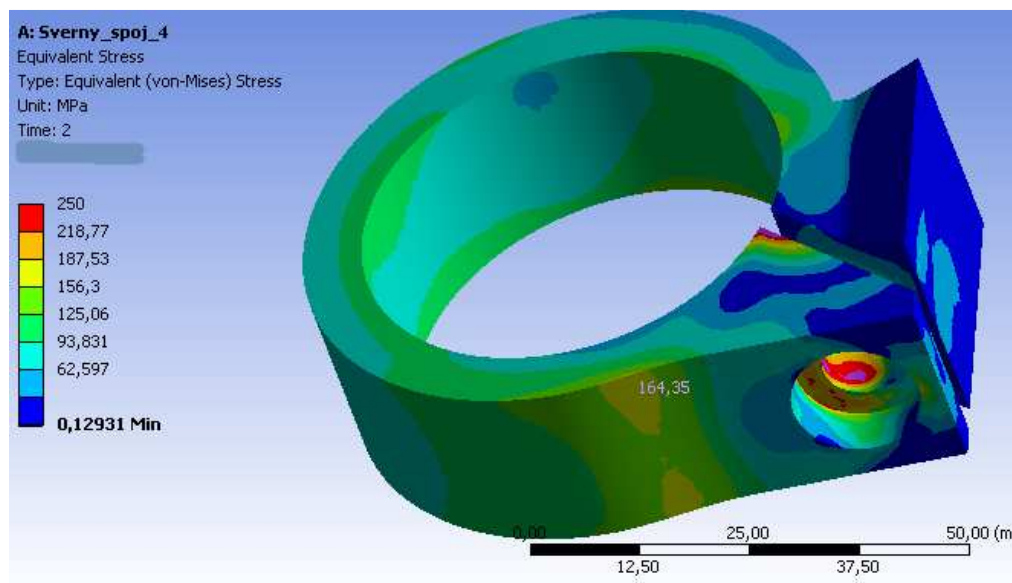
Obr. 57 Průběh napětí na svěrné objímce v provedení 1

Provedení této objímky není dostatečně tuhé, při aplikaci předpětí šroubu dochází k ohýbání konce objímky, jeho posuv je roven  $1,5\text{ mm}$ . Při tomto ohybu dochází k přesunu kontaktního tlaku mezi hlavou šroubu a objímkou na jednu stranu, která je poté zatížena za mezí kluzu, proto není toto provedení objímky vyhovující.



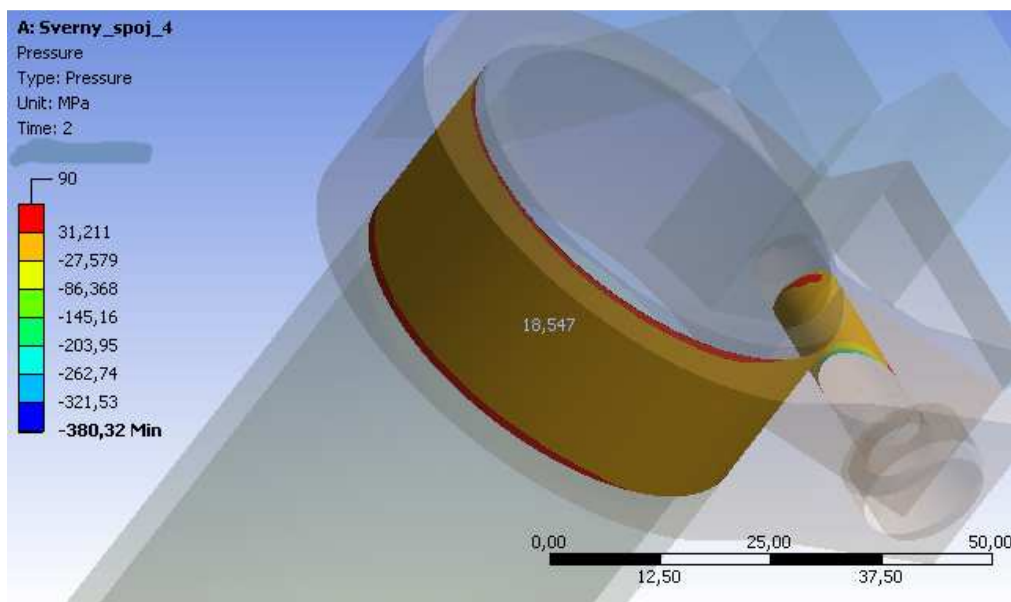
Obr. 58 Průběh posuvu na svěrné objímce v provedení 3

Provedení této objímky sice snížilo ohyb konců objímky na  $0,4\text{ mm}$ , ale je zapotřebí použití delšího šroubu. Tím je zapříčiněno jeho větší ohybové namáhání, kdy po zatížení předpětím a následnou deformací objímky je napětí ve šroubu 2x vyšší než mez kluzu použitého materiálu. Aby toto provedení bylo schopno plnit požadavky, bylo by zapotřebí použití většího šroubu. To bylo neakceptovatelné, celá objímka by byla příliš masivní.



Obr. 59 Průběh napětí na svěrné objímce v provedení 3

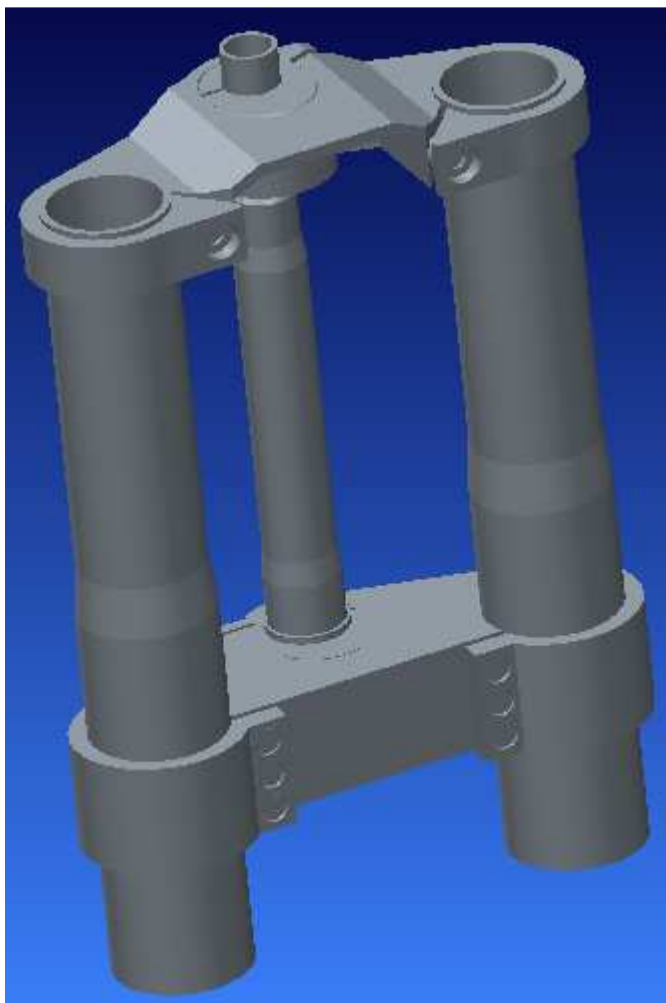
Toto provedení objímky je modifikací první zmíněné varianty. Je zde vyztužen přechod z válcové části k díře pro šroub, což zvýší ohybovou tuhost tohoto konce. Tím bylo dosaženo rovnoměrnějšího rozložení tlaku v kontaktu hlavy šroubu. I přes to dochází k ohybu, kdy se válcová část šroubu dostává do kontaktu s průchozí dírou. Tím dojde k zvýšení napětí v objímce nad mez kluzu použitého materiálu EN AW 6061. Tento problém jsem následně odstranil zvětšením této průchozí díry.



Obr. 60 Působící kontaktní tlak ve svěrném spoji

Pomocí „Contact tool“ jsem ověřil i tlak sevření. Tlak působící v sevření je v analýze 2,5x větší než jeho vypočtená hodnota. I tato hodnota ale splňuje podmínku  $p_s < p_d$ .

Uskutečnění všech výpočtů je z důvodu výpočtové náročnosti a nedostatečného hardwaru velmi zdlouhavé. Z toho důvodu ještě nebyly uskutečněny všechny potřebné analýzy pro dokončení finální podoby nosníků.



*Obr. 61 Aktuální konstrukční návrh*

## ZÁVĚR

Práce byla zaměřená na vytvoření matematického modelu motocyklu a analýzu silového působení na konstrukci nosníků vidlic. Také byla zamýšlena jejich výroba. Ta se prozatím neuskutečnila, neboť konstrukce navrhnutých nosníků stále podléhá intenzivnímu vývoji a změnám designu. Do budoucna je s výrobou těchto nosníků počítáno. Pro zpracování této problematiky vyplynulo mnoho dílčích cílů.

Prvním z nich bylo získání souřadnic jednotlivých bodů rámu a zavěšení kol. Geometrie zkoumaného motocyklu byla zjištěna experimentálním měřením. Díky tomu byly vypočteny základní parametry geometrie rámu mající vliv na chování motocyklu. Obdobně byla experimentálně, pomocí vážení náprav, vyšetřena poloha těžiště motocyklu v podélném i výškovém směru. Pro zjištění vlivu polohy těžiště na chování motocyklu, byly zjištěny parametry působíště hmotnosti i pro jiný motocykl podobné koncepce.

Dalším nutným vstupem pro matematický model byly charakteristiky odpružení motocyklu. Proto byly navrženy a vyrobeny univerzální přípravky pro upnutí motocyklových teleskopických vidlic do testeru pružin a tlumičů MTS Roehrig EMA 2K. Při testování úspěšně plnily svou funkci. Charakteristika pružin byla zjištěna třemi způsoby: údaji uvedenými výrobcí, výpočtem a experimentálním měřením. V práci je poukázáno na nezanedbatelný vliv vzduchu uzavřeného ve vidlici, který působí jako pneumatická pružina a ovlivňuje celkovou pružící charakteristiku vidlice. Nepostradatelným prvkem odpružení jsou tlumiče. Před samotným měřením závislosti tlumící síly na rychlosti pohybu tlumiče byla věnována pozornost jejich technickému stavu a vlastnostem olejové náplně, která byla zvolena tak, aby splňovala požadavky výrobce daného tlumiče. Také jsou v této práci uvedeny hmotnosti individuálních prvků teleskopických vidlic. Výsledky měření jsou uvedeny v přehledných grafech, které poskytují přehled o vlastnostech jednotlivých tlumičů.

Na základě těchto vstupních údajů byl vytvořen matematický model motocyklu v prostředí Adams View. Upevnění přední vidlice v nosnících bylo simulováno pružným uložením. Parametry tohoto uložení byly nastaveny tak, že výsledný posuv vidlice v tomto uložení je v průběhu simulaci udržen pod stanovenou mezí, kdy tyto úchyly nemají vliv na kinematiku podvozku. Dále lze s úspěchem hovořit o velmi přesném modelu v oblasti geometrie rámu a podvozku. Ověření bylo provedeno porovnáním délek tlumičů. Zjištěné odchylky mezi skutečnými hodnotami a hodnotami simulovanými jsou v řádech desetin milimetru. Tím je potvrzena vysoká přesnost experimentálního měření souřadnic bodů, kterému byla věnována vysoká pozornost. Nastavení kontaktů mezi koly a vozovkou bylo provedeno za použití koeficientu tuhosti pneumatik, které byly výrobcem sděleny na žádost autora. Pro vyšetření silového působení na nosníky byly uvažovány nejkritičtější stavy, tedy prudké brzdění, kdy se zadní kolo motocyklu zvedá od vozovky a také dopad předního kola na vozovku poté, co se zvedlo při prudké akceleraci. Zde byl objeven nedostatek modelu. Nezahrnuje vliv hydraulických dorazů přední vidlice, respektive pryžového u zadní centrální pružící a tlumící jednotky. Toto je oblast, které je zamýšleno se v budoucnu věnovat tak, aby model co nejlépe odrážel skutečnost. I přesto je výsledek simulace výborný. Z uvedených průběhů silového zatížení je patrné, že celkové silové zatížení nosníků při brzdění nepřesahuje 3 kN.

Poslední kapitola se zabývá samotnou konstrukcí nosníků. Nosníky jsou navrženy tak, aby dovozovaly změnu geometrie motocyklu výměnou excentrických vložek v jednotlivých nosnících. Analyticky jsou vypočítány parametry jednotlivých svěrných spojů. Jedná se zejména o bezpečnost k mezi kluzu použitých šroubů. S přihlédnutím k faktu, že je

předpokládáno nižší silové zatížení, než pro které jsou spoje spočítány, jsou vypočtené hodnoty součinitelů bezpečnosti dostatečné. Následně byla konstrukce podrobena strukturální analýze, aby mohl být optimalizován tvar nosníků. Pro vysokou výpočtovou náročnost byly zkoumání podrobovány jednotlivé spoje zvlášť. Po desítkách úprav konstrukce se úspěšně podařilo zajistit dostatečnou tuhost objímek.

V průběhu zpracovávání této diplomové práce byl navázán kontakt s německou pobočkou firmy VI-grade. Tato firma se zabývá vývojem testovacích a simulačních programů v oboru dopravy. Byla mi zdarma poskytnuta zkušební licence pro simulační program VI-motorcycle. Jedná se o program založený na rozhraní MSC Adams, který umožňuje vyšetřovat: dynamiku motocyklu, limity přilnavosti, spolehlivost, návrh hnacího ústrojí, „ride and comfort“ a mnoho dalšího. Díky tomuto úspěšně navázanému kontaktu je zamýšleno obsah této diplomové práce dále rozvíjet v oblasti výzkumu dynamiky motocyklu.



**POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE**

- [1] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 1*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] VLK, František. Rámy a odpružení motocyklů. *Soudní inženýrství*. 2004, **15**(3), 159 - 177.
- [3] Experiments with rake and trail variations. *Tony Foale designs* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.tonyfoale.com/Articles/RakeEx/RakeEx.htm>
- [4] How it works: rake and trail - playing the angles. *Motorcycle superstore* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.motorcycle-superstore.com/4125/mngr/rake-and-trail-explained.aspx>
- [5] Motorcycle rake, trail and offset explained. *BIKEARAMA MOTORCYCLE BLOG* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://bikearama.com/theory/motorcycle-rake-trail-explained/>
- [6] . Digital Coil Spring Tester. *Speedway motors* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.speedwaymotors.com>
- [7] Roehrig engineering : 4K Electro-Magnetic Actuator [online]. 2007 [cit. 2009- 04-14]. Dostupný z WWW: [http://www.globalspec.com/FeaturedProducts/Detail/RoehrigEngineering/EMA2k\\_Electromagnetic\\_Actuator/42133/0](http://www.globalspec.com/FeaturedProducts/Detail/RoehrigEngineering/EMA2k_Electromagnetic_Actuator/42133/0)
- [8] Motorcycle Dynamics : The shock absorber [online]. 2008 , 24-09-2008 [cit. 2009-04-10]. Dostupný z WWW: <http://www.dynamotion.it/eng/index.htm>
- [9] Sportdevices : Dumper analyzer shock absorber dynamometer [online]. 2007 , 12/11/07 [cit. 2009-04-12]. EN. Dostupný z WWW: <http://www.sportdevices.com/shock-absorber.php>
- [10] VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 2. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2005. ISBN 80-238-6573-0
- [11] Třídy přesnosti, značení a vliv teploty. *Natura Hradec* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://meridla.naturahradec.cz>
- [12] Technical details. *Motorcycles specifications* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.motorcyclespecs.co.za>
- [13] Tlačné pružiny - technické parametry. *Hennlich* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/hennlich.html>
- [14] Spring rates calculation. *RaceTech* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [www.racetech.com](http://www.racetech.com)
- [15] MTS Roehrig EMA Damper Test Systems. *MTS - testing systems* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/mts\\_2013259.pdf](https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/mts_2013259.pdf)

- 
- [16] SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIAM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] Teorie odpružení motocyklu – část 2. Motorkáři.cz [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/teorie-odpruzeni-motocyklu-cast-2-36413.html>
- [18] Tabulka slitin. *Strojmetal* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\Delta m_p$	[kg]	přírůstek hmotnosti
A	[mm]	boční vychýlení
a	[mm]	velikost přesazení osy předního kola od osy řízení
a	[mm]	výška spoje horního nosníku
a/b	[-]	poměr výšek spojů
b	[mm]	výška spoje spodního nosníku
c	[N/mm]	pružinová konstanta
$c_s$	[N/mm]	výsledná tuhost
$c_x$	[N/mm]	tuhost pružiny
d	[mm]	jmenovitý průměr závitu šroubu
d	[mm]	průměr díry pro osu řízení
d	[mm]	průměr drátu
$D_1$	[mm]	průměr díry pro vidlici
D	[mm]	střední průměr pružiny
$d_h$	[mm]	jmenovitý průměr šroubu horního nosníku
$d_s$	[mm]	jmenovitý průměr šroubu spodního nosníku
$f_1$	[-]	koeficient tření
$F_N$	[N]	normálová síla v uchycení osy řízení
$F_{Nh}$	[N]	normálová síla v horním uchycení osy řízení
$F_{Nn}$	[N]	celková normálová síla
$F_{Nnh}$	[N]	normálová síla horního nosníku
$F_{Nns}$	[N]	normálová síla spodního nosníku
$F_{Ns}$	[N]	normálová síla ve spodním uchycení osy řízení
$F_o$	[N]	síla předpětí šroubu
$F_{o1}$	[N]	síla předpětí jednoho šroubu
$F_{onh}$	[N]	celková síla předpětí horního nosníku
$F_{onh1}$	[N]	síla předpětí na jeden šroub horního nosníku
$F_{ons}$	[N]	celková síla předpětí spodního nosníku
$F_{ons1}$	[N]	síla předpětí na jeden šroub spodního nosníku
$F_{os}$	[N]	celkové předpětí šroubů
$F_{os1}$	[N]	síla předpětí na jeden šroub
$F_t$	[N]	třecí síla

$F_{tt}$	[N]	zatěžující síla
$F_x$	[N]	valivý odpor, brzdná síla
$G$	[Mpa]	modul pružnosti ve smyku
$h$	[mm]	výšková poloha těžiště
$h_{01}$	[mm]	kolmá vzdálenost těžiště od spojnice středů předního a zadního kola
$h_b$	[mm]	kolmá vzdálenost bodů od podložky
$H_x$	[mm]	výška zvednutí kola (osa-podložka)
$i_1$	[-]	převodový poměr 1. rychlostního stupně
$i_p$	[-]	primární převod
$i_s$	[-]	sekundární převod
$K$	[-]	součinitel utahovacího momentu
$k$	[N/mm]	tuhost udaná výrobcem
$k$	[-]	směrnice přímky
$k_p$	[-]	koeficient prokluzu
$k_r$	[-]	hodnota bezpečnosti
$k_{\xi}$	[-]	bezpečnost šroubu
$k_{\xi h}$	[-]	bezpečnost šroubu
$K_{\xi nh}$	[-]	bezpečnost šroubů horního nosníku
$K_{\xi ns}$	[-]	bezpečnost šroubů spodního nosníku
$k_{\xi s}$	[-]	bezpečnost šroubů
$k_v$	[N/mm]	vypočtená tuhost
$l$	[mm]	velikost/délka rozvoru
$l$	[mm]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
$l_1$	[mm]	velikost rozvoru po statickém zatížení
$l_p$	[mm]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
$m$	[kg]	celková hmotnost
$m$	[mm]	vzdálenost okrajů ok vidlice
$M$	[Nm]	utahovací moment
$M_h$	[Nm]	točivý moment působící na zadním kole
$M_k$	[Nm]	maximální točivý moment motoru
$M_{nh}$	[Nm]	utahovací moment horního nosníku
$M_{ns}$	[Nm]	utahovací moment šroubu spodního nosníku
$m_p$	[kg]	hmotnost pod předním kolem

$m_{pl}$	[kg]	hmotnost připadající na přední kolo
$M_s$	[Nm]	utahovací moment
$M_v$	[Nm]	vratný moment
$m_z$	[kg]	hmotnost pod zadním kolem
$n$	[mm]	vzdálenost okrajů oka osy řízení a vidlice
$n_a$	[-]	počet činných závitů
$n_{\xi}$	[-]	počet šroubů
$n_{\xi h}$	[-]	počet šroubu horního nosníku
$n_{\xi s}$	[-]	počet šroubů spodního nosníku
$p$	[MPa]	tlak
$p_h$	[MPa]	stykový tlak horního nosníku
$p_s$	[MPa]	stykový tlak spodního nosníku
$r$	[mm]	rameno
$r_d$	[mm]	poloměr kola
$R_{eL}$	[MPa]	minimální dolní mez kluzu
$R_m$	[MPa]	minimální pevnost v tahu
$r_{nh}$	[mm]	rameno šroubu horního nosníku
$r_{ns}$	[mm]	rameno šroubu spodního nosníku
$r_{stat}$	[mm]	vzdálenost středu kola od opěrné roviny
$S$	[mm]	velikost závleku
$S_{3h}$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez jádra šroubu horního nosníku
$S_{3s}$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez jádra šroubu spodního nosníku
$S_h$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha styku horního nosníku
$s_{nh}$	[mm]	poloměr díry pro vidlici horního nosníku
$s_{ns}$	[mm]	poloměr díry pro vidlici spodního nosníku
$S_p$	[MPa]	zkušební napětí
$S_s$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha styku spodního nosníku
$S_x$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha styku
$S_x$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez jádra šroubu
$v_1$	[°]	úhel naklonění
$v_z$	[mm]	velikost změny délky přední teleskopické vidlice po zatížení
$x$	[mm]	kolmá vzdálenost bodů v podélném směru
$\alpha$	[°]	úhel řízení

---

$\beta$	[°]	úhel
$\gamma$	[°]	úhel řízení
$\vartheta_1$	[°]	úhel naklonění



**SEZNAM PŘÍLOH**

	<b>Číslo výkresu</b>	<b>Název výkresu</b>
I.	01-001	Svěrná objímka D50
II.	01-002	Svěrná objímka D45
III.	01-003	Redukce upínacího závitu-horní
IV.	02-001	Redukce upínacího závitu-spodní
V.	02-002	Osa redukce D32
VI.	02 -003	Osa redukce D25
VII.	02-004	Osa redukce D17